

**UNIVERSITATEA “POLITEHNICA” DIN
TIMIȘOARA
Facultatea de Mecanică**

POP GHEORGHE

**CERCETĂRI PRIVIND
SISTEMELE DE INECȚIE DE ÎNALTĂ PRESIUNE
PENTRU MOTOARE DIESEL DE PUTERE MIJLOCIE**

TEZĂ DE DOCTORAT

**CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:
PROFESOR DOCTOR INGINER NEGREA VIRGILIU DAN**

TIMIȘOARA 2000

625.874
181 ECUVÎNT ÎNAINTE

Preluarea unor activități ale muncii fizice umane de către mașini este cunoscută în istoria civilizației sub numele de “prima revoluție industrială”. Succesul inițial al acestei “revoluții” era contestat de scepticii vremii, datorită “zgomotului și a prafului pe care le generează”, prin aceasta acordându-i șanse minime de reușită. Totuși, autovehiculele au ajuns să devină nelipsite în viața de zi cu zi. Astăzi, practic peste jumătate din resursele energetice și materiale ale planetei sînt angajate în producția și exploatarea autovehiculelor.

Este de remarcat că ritmul alert de promovare a acestui proces nu a fost sensibil perturbat nici chiar de cele cîteva șocuri manifestate sub forma “crizelor petrolului”. Dezvoltarea autovehiculelor pe durata de aproape un secol a determinat prezența lor în mai toate domeniile de activitate: loc de muncă, timp liber, sport, etc. Astfel, progresul societății umane a devenit în zilele noastre de neconceput fără autovehicule. O condiție a menținerii rolului important al automobilului în societate umană este permanenta lui perfecționare, în vedere adaptării lui la tot mai multe și diverse cerințe.

Un pas deosebit de important în acest sens îl reprezintă perfecționarea automobilelor pe noi criterii ecologice și de economicitate, începînd de la concepție, continuînd cu producția, exploatarea, întreținerea și încheind cu reciclarea acestora. Din acest motiv, proiectarea și exploatarea este necesar să se înceapă prin respectarea criteriului global: “ $R+3E=Resurse+Energie+Ecologie+Economie$ ”. Conform legilor fundamentale ale fizicii, energia angajată este proporțională cu masa și pătratul vitezei de deplasare. Pentru autovehicule, aceasta ar însemna că consumul de combustibil și emisia sînt proporționale cu viteza de deplasare. Din păcate, la actualele autovehicule această regulă nu se respectă. La viteze reduse, în special în localități, autovehiculele au cele mai slabe caracteristici ecologice și energetice. Majoritatea autovehiculelor de serie actuale, la viteze de cca. 1 km/h, realizează consumuri de cca. 100 l combustibil la 100 km parcurși. În majoritatea aglomerărilor urbane mari se aplică ori urmează a fi aplicate restricții privind circulația autovehiculelor. Cu alte cuvinte, sîntem obligați să revedem obiectivele temelor de proiectare a autovehiculelor noi, deoarece cele actuale se pare că sînt în conflict cu calitatea mediului ambiant. Conform recomandărilor proiectului mondial al “super automobilului” (Congresul internațional de la Graz din 25 aug. 1995), se tinde ca reducerea consumului de combustibil la minimum tehnic posibil să se facă și cu satisfacerea simultană a noilor condiții de poluare impuse. Ceea ce se poate adăuga la această recomandare este condiția ca prin tema de proiect să se îndeplinească proporționalitatea consumului de combustibil cu viteza de deplasare a autovehiculului.

Agregatele de tracțiune pentru autovehicule trebuie proiectate pe criteriul $R+3E$, astfel ca în timpul funcționării să fie conservate performanțele înalte pentru toate regimurile funcționale și pentru toate condițiile ambientale de mediu. Un modest pas în acest sens se dorește să fie și lucrarea de față.

Doresc pe această cale să subliniez că această lucrare nu ar fi fost realizată fără aportul decisiv și îndrumarea competentă, de o înaltă ținută științifică, de care am beneficiat din partea distinsului meu dascăl, profesor Virgiliu Dan Negrea, a cărui personalitate științifică și neobosită rîvnă în aflarea și materializarea noutăților mi-au călăuzit pașii în

elaborarea tezei de doctorat. Iată de ce îmi fac o datorie de onoare și de conștiință mulțumindu-i cu toată căldura distinsului meu dascăl pentru tot ce a făcut pentru mine.

Mulțumiri deosebite aduc și profesorilor: Stevan Veinovic, Radivoje Pesic și Radomir Pavlovic, de la Catedra de Autovehicule și Motoare a Facultății de Mecanică Kragujevac din Iugoslavia, pentru facilitarea accesului în laboratoarele și atelierile specializate din catedră, precum și pentru sprijinul acordat în efectuarea determinărilor experimentale.

Sincere mulțumiri aduc profesorilor de la Catedra de Termotehnică și Mașini Termice: profesor Vasile Berindean, profesor Ioan Bejan, profesor Negru Dan, profesor Traian Raica, profesor Ungurenu Cornel, profesor Gavril Creța, profesor Daniel Iorga, profesor Mihai Jădăneanț, profesor Marian Popa, profesor Ioana Ionel, profesor Mihai Nagi, precum și celorlalți colegi de catedră, pentru sprijinul, sfaturile și sugestiile acordate.

Desigur, angajarea în realizarea unui lucru important pe plan profesional necesită adesea trecerea obligațiilor familiale pe locul doi. De aceea, mulțumirile mele pentru înțelegerea și răbdarea manifestate se îndreaptă acum și spre părinții, soția și fiica mea, pe care-i asigur de dragostea pe care le-o port și le-o voi purta mereu.

CUPRINS

CUVÎNT ÎNAINTE.....	I
CUPRINS.....	III
LISTA PRINCIPALELOR SIMBOLURI UTILIZATE ÎN LUCRARE.....	VI
1.0.INTRODUCERE.....	1
2.0.CONSIDERAȚII GENERALE.....	4
2.1.EMISII ALE GAZELOR EVACUATE.....	5
2.2.INFLUENȚA SISTEMULUI DE INECȚIE ASUPRA EMISIEI GAZELOR EȘAPATE ȘI ASUPRA CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL.....	6
2.3.DOMENIUL ȘI TEMATICA CERCETĂRILOR PROPRII PROPUSE.....	10
3.0.STADIUL ACTUAL PRIVIND TEORIA SISTEMELOR DE INECȚIE DIRECTĂ DE ÎNALTĂ PRESIUNE.....	12
4.0.SISTEME DE INECȚIE A COMBUSTIBILULUI PENTRU MOTOARE DIESEL DE PUTERE MIJLOCIE.....	15
4.1.SISTEMUL CLASIC POMPĂ-CONDUCTĂ-INJECTOR.....	16
4.1.1.Dozarea cantității de combustibil injectate.....	16
4.2.SISTEMUL POMPĂ INJECTOR.....	17
4.3.SISTEMUL DE INECȚIE ACUMULATIV PENTRU COMBUSTIBILI DIESEL.....	17
4.4.SISTEMUL POMPĂ INJECTOR HIDRO-ELECTRONIC.....	19
4.5.SISTEMUL CUMMINS DE INECȚIE.....	20
4.5.1.Controlul inecției.....	22
4.5.2.Instalația de joasă presiune.....	23
4.5.3.Pompa injector Cummins PT.....	23
4.5.4.Principiul de funcționare a pompei injector Cummins PT cu încărcare directă.....	24
4.5.5.Pompa injector Cummins varianta standard PT (tip D).....	28
4.5.6.Pompa injector Cummins PT varianta Top-Stop (tip D).....	29
4.5.7.Pompa de alimentare cu combustibil Cummins PT.....	29

4.5.8.Principalele elemente componente ale pompei de alimentare Cummins PT.....	29
4.5.9.Fazele de funcționare a pompei de alimentare PT cu regulatorul afereent.....	30
4.6.POMPĂ INJECTOR CU COMANDĂ ELECTRONICĂ.....	33
4.7.SISTEM ELECTRONIC DE CONTROL AL INECȚIEI DE COMBUSTIBIL DEZVOLTAT DE FIRMA CUMMINS.....	34
5.0.MODELAREA MATEMATICĂ A FUNCȚIONĂRII POMPEI INJECTOR CUMMINS PT.....	37
5.1.SISTEMUL CUMMINS DE INECȚIE.....	37
5.2.UMPLEREA POMPEI INJECTOR CUMMINS PT.....	37
5.2.1.Umplerea pompei injector pentru situația în care doza ciclică de combustibil este mai mică în volum decât volumul camerei <i>A</i>	38
5.2.2.Umplerea pompei injector pentru situația în care volumul ciclic al dozei de combustibil este mai mare decât volumul camerei <i>A</i>	40
5.2.3.Presiunea de alimentare impusă pompei de combustibil	42
5.3.COMPRIMAREA ȘI INECȚIA COMBUSTIBILULUI.....	44
5.3.1.Curgerea combustibilului din camera <i>A</i> în camera <i>B</i>	44
5.3.2.Injecția combustibilului.....	46
5.3.3.Legea de injecție a combustibilului pentru pompa injector tip Cummins.....	51
5.4.CURGEREA COMBUSTIBILULUI PRIN POMPA INJECTOR CÎND ACUL SE AFLĂ PE SEDIUL SĂU ÎN PULVERIZATOR	52
5.5.DENSITATEA ȘI MODULUL DE ELASTICITATE A EMULSIEI DE COMBUSTIBIL.....	53
5.5.1.Densitatea și modulul de elasticitate a combustibilului diesel (motorina).....	53
5.5.2.Densitatea și modulul de elasticitate a fazei gazoase a emulsiei (motorină, aer și produse ale arderii).....	54
<i>Densitatea fazei gazoase din emulsie.....</i>	<i>54</i>
<i>Modulul de elasticitate al fazei gazoase din emulsie.....</i>	<i>56</i>

5.5.3. Densitatea și modulul de elasticitate a emulsiei de combustibil diesel cu produse ale arderii și cu aerul.....	58
<i>Densitatea emulsiei de combustibil cu produse ale arderii și aer.....</i>	<i>58</i>
<i>Modulul de elasticitate al emulsiei de combustibil cu produse ale arderii și aer</i>	<i>61</i>
5.6. REZOLVAREA NUMERICĂ A ECUAȚIEI DE VARIAȚIE A PRESIUNII ÎN POMPA INJECTOR CUMMINS PT.....	64
5.6.1. Metoda Runge Kuta.....	64
5.6.2. Program de calcul al variației presiunii și legii de injecție pentru pompa injector Cummins.....	66
6.0. CONCLUZII ȘI CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND REZULTATELE OBTINUTE PRIN UTILIZAREA MODELULUI MATEMATIC.....	72
6.1. INFLUENȚA DIAMETRULUI ȘI NUMĂRULUI ORIFICIILOR DIN PULVERIZATORUL POMPEI INJECTOR.....	72
6.2. INFLUENȚA COEFICIENȚILOR DE DEBIT AI ORIFICIILOR DUZEI POMPEI INJECTOR.....	73
6.3. INFLUENȚA ELASTICITĂȚII MECANISMULUI DE ACȚIONARE A ACULUI POMPEI INJECTOR.....	75
6.4. INFLUENȚA VOLUMULUI DE COMBUSTIBIL INJECTAT ASUPRA PRESIUNII DE INJEȚIE ȘI A LEGII DE INJEȚIE.....	76
6.5. INFLUENȚA FAZEI GAZOASE ÎN EMULSIA DE COMBUSTIBIL CU PRODUSE DE ARDERE ȘI AER.....	76
6.6. INFLUENȚA TURAȚIEI MOTORULUI ASUPRA PRESIUNII ȘI LEGII DE INJEȚIE.....	77
6.7. CARACTERISTICILE INJEȚIEI DEPENDENTE DE TURAȚIA MOTORULUI ȘI VOLUMUL DE COMBUSTIBIL INJECTAT.....	78
6.7.1. Presiunea maximă de injecție, figura 6.8.....	78
6.7.2. Maximul legii de injecție, figura 6.9.	78
6.7.3. Începutul și sfârșitul injecției, figura 5.10.....	81
6.7.4. Durata unghiulară a injecției, figura 6.11.	81

6.8.MĂRIMI CARACTERISTICE CALCULATE ALE MOTORULUI Trz 6LN MODIFICAT, FUNCȚIONÎND CU SISTEM DE ALIMENTARE CUMMINS PT.....	81
6.9.VARIAȚIA ȘI VALORILE CARACTERISTICILOR DE INECȚIE A COMBUSTIBILILOR DIESEL PREZENTATE ÎN LITERATURA DE SPECIALITATE.....	85
7.0.DETERMINĂRI EXPERIMENTALE.....	88
7.1.DESCRIEREA STANDURILOR ȘI A APARATURII UTILIZATE.....	89
7.1.1.Standul pentru înregistrarea variației forței aplicate pe tija împingător a pompei injector (funcționare pe Hatridge HA 285).....	89
7.1.2.Standul de încercare a motorului Trz 6LN modificat pentru sistemul de alimentare Cummins.....	95
7.1.3.Standul de încercare a motorului LDA 450.....	103
7.2.ASPECTE SPECIFICE PRIVIND ÎNCERCĂRILE EFECTUATE LA STANDURILE DE ÎNCERCARE.....	105
7.2.1.Modificarea motorului V 6 pentru funcționarea cu sistem de inecție Cummins PT.....	105
7.2.2.Forțele ce acționează asupra tijeii împingător și a acului piston al pompei-injector Cummins.....	110
8.0.PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE.....	113
8.1.PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA DATELOR EXPERIMENTALE OBȚINUTE LA STANDUL HARTRIDGE HA 285.....	113
8.2.PRELUCRAREA SI INTERPRETAREA DATELOR EXPERIMENTALE OBȚINUTE LA STAND PE MOTORULUI Trz 6LN MODIFICAT	122
8.3.PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA DIAGRAMELOR INDICATE RIDICATE LA STAND PE MOTOARELE Trz 6LN MODIFICAT ȘI LDA 450.....	130
9.0.CONCLUZII GENERALE.....	150
BIBLIOGRAFIE.....	155
ANEXE.....	163

LISTA PRINCIPALELOR SIMBOLURI
UTILIZATE ÎN LUCRARE

a	[m/s]	viteza de propagare a undei de presiune - viteza sunetului
$A_{A \rightarrow B}$	[mm ²]	aria secțiunii prin care se scurge combustibilul din camera A în camera B
A_{ad}	[mm ²]	aria secțiunii acului pompei injector la diametrul mic
A_{aD}	[mm ²]	aria secțiunii acului pompei injector la diametrul mare
A_C	[mm ²]	aria secțiunii de curgere a conductei de înaltă presiune
A_i	[mm ²]	aria secțiunii medii echivalente a acului și tijei pompei injector
A_o	[mm ²]	aria secțiunii orificiului de umplere a pompei injector
A_{ou}	[mm ²]	aria secțiunii orificiului de umplere
A_0	[mm ²]	aria orificiului de ieșire a pulverizatorului pompei injector
A_j	[mm ²]	ariile parțiale corespunzătoare secțiunilor acului și tijei pompei injector
b	[(m ³ /ciclu) × (dm ³ /kJ)]	coeficient - valoare medie a ordonatei la origine pentru $n = 1000$ la 2000 rot/min
C_h	[kg/h]	consumul orar de combustibil
c_{arc}	[daN/mm]	rigiditatea arcului
c_p	[J/kgK]	capacitatea termică masică la presiune constantă
c_v	[J/kgK]	capacitatea termică masică la volum constant
d_p	[mm]	diametrul de comprimare a acului pompei injector
d_o	[mm]	diametrul orificiilor din duza pompei injector
E	[daN/cm ²]	modulul de elasticitate
E_A	[daN/cm ²]	modulul de elasticitate a fazei gazoase a emulsiei (aer și produse ale arderii)
E_m	[daN/cm ²]	modulul de elasticitate a emulsiei
E_i	[daN/cm ²]	modulul de elasticitate a materialului acului și tijei împingător
F_i	[N]	forța de inerție
F_{marc}	[N]	forța de pretensionare a arcului
F_{pf}	[N]	forța rezultată din presiunea de fixare
F_A	[N]	forța arcului pompei injector
F_{IC}	[N]	forța cu care combustibilul comprimat acționează asupra acului
F_R	[N]	forța rezultantă

h_a	[mm]	cursa acului
$h_a^{B \text{ umpl. compl.}}$	[mm]	cursa acului pentru realizare umplerii complete a camerei B
h_{cg}^A	[mm]	cursa în gol a acului
h_{MAX}	[mm]	cursa maximă a acului
i	[-]	numărul de cilindri ai motorului.
i_0	[-]	numărul orificiilor de ieșire din pulverizatorul pompei injector
k	[-]	coeficient de strangulare
k_A	[m ³ /ciclu]	coeficient- valoare medie a coeficientului unghiular pentru $n = 1000$ la 2000 rot/min
K	[-]	factor al tensiunii hidraulice
l_i	[mm]	lungimea acului și tijeii
l_e	[kJ/dm ³]	lucrul mecanic specific efectiv
m_{ac}	[g]	masa acului pompei injector
m_{arc}	[g]	masa arcului
m_{ti}	[g]	masa tijeii împingător
M	[kg]	masa gazului
M_{e_o}	[kg]	masa emulsiei de desubtul acului pompei injector
n	[rot/min]	turația axului cu came pentru comanda injectiei
p	[bar]	presiunea combustibilului în conductă - presiunea absolută
p_c	[bar]	presiunea de alimentare a pompei injector - presiunea combustibilului
$p_{c \text{ pa}}$	[bar]	presiunea combustibilului în pompa de alimentare a sistemului
p_c^{kr}	[bar]	presiunea combustibilului în canalul de retur
p_c^{ku}	[bar]	presiunea combustibilului în canalul de umplere
p_c^{rr}	[bar]	presiunea combustibilului în rețeaua de retur
p_c^{ru}	[bar]	presiunea combustibilului în rețeaua de umplere
p_e	[bar]	presiunea medie efectivă a motorului
p_i	[bar]	presiunea de injecție
p_{imax}	[bar]	presiunea maximă de injecție
p_i^A	[bar]	presiunea din pompa injector în camera A
p_i^B	[bar]	presiunea din pompa injector în camera B
p_k	[bar]	presiunea critică
p_p	[bar]	presiunea din pompa-injector
p_r	[bar]	presiunea redusă

p_z	[bar]	presiunea din cilindrul motorului
R	[J/kgk]	constanta gazului
R_A	[J/kgk]	constanta aerului
t	[s]	timp
$t_{deschis. ou}$	[s]	momentul deschiderii orificiului de umplere
$t_{inchis. ou}$	[s]	momentul închiderii orificiului de umplere
t_u	[s]	timpul de umplere cu combustibil a pompei-injector
T	[K]	temperatura absolută
T_k	[K]	temperatura critică
T_r	[K]	temperatura redusă
T_a	[K]	temperatura absolută a aerului
T_{a_0}	[K]	temperatura absolută a aerului la presiunea p_0
u	[m/s]	viteza combustibilului în conductă
V	[m ³]	volumul
$V_{a_{p_0}}^m$	[mm ³]	volumul fazei gazoase a emulsiei de sub conul acului la presiunea p_0
$V_{a_{p_1}}^m$	[mm ³]	volumul fazei gazoase a emulsiei aflate sub conul acului la presiunea p_1
V_{AMAX}	[mm ³]	volumul maxim al camerei A
$V_{A geom}$	[mm ³]	volumul geometric total al camerei A
V_{BMAX}	[mm ³]	volumul maxim al camerei B
$V_{B geom}$	[mm ³]	volumul geometric total al camerei B
V_{c_p}	[mm ³]	volumul combustibilului la presiunea p
V_C	[cm ³]	cilindreea motorului
$V_{C cicl}$	[mm ³]	volumul dozei ciclice
V_C^A	[mm ³]	valoarea curentă a volumului de combustibil din camera A
V_C^B	[mm ³]	volumul curent de combustibil din camera B
V_{g_p}	[mm ³]	volumul fazei gazoase a emulsiei la presiunea p
V_i	[mm ³]	volumul curent de dedesubtul vârfului conic al acului ocupat de combustibil
$V_{i MAX}$	[mm ³]	volumul geometric curent de dedesubtul vârfului conic al acului
$V_{m_{p_0}}$	[mm ³]	volumul emulsiei de sub conul acului la presiunea p_0
$V_{m_{p_1}}$	[mm ³]	volumul emulsiei de sub conul acului la presiunea p

x	[-]	coordonate curente în lungul conductei
$\mu_{A \rightarrow B}$	[-]	coeficientul de debit al secțiunii de trecere $A_{A \rightarrow B}$
μ_o	[-]	coeficientul de debit al orificiilor duzei pompei injector
μ_{ou}	[-]	coeficientul de debit al orificiului de umplere
ρ	[kg/m ³]	densitatea
ρ_c	[g/cm ³]	densitatea combustibilului
ρ_i	[kg/m ³]	densitatea componentei i
ρ_{g_o}	[kg/m ³]	densitatea fazei gazoase a emulsiei de dedesubtul acului la presiunea p_0
ρ_{c_o}	[g/cm ³]	densitatea combustibilului aflat dedesubtul acului la presiunea p_0 .
ρ_{g_p}	[kg/m ³]	densitatea fazei gazoase a emulsiei la presiunea p
φ_{ac}	[° RACam]	valoarea curentă a unghiului axului cu came
$\varphi_{ac. inj}$	[° RACam]	durata unghiulară a injecției
$\varphi_{ac}^{deschis.ou.}$	[° RAC]	unghiul a.c. corespunzător deschiderii totale a orificiului de umplere
$\varphi_{ac}^{inchis.ou.}$	[° RAC]	unghiul a.c. corespunzător închiderii complete a orificiului de umplere
$\varphi_{ac}^{sfr. umpl A}$	[° RAC]	unghiul a.c. corespunzător umplerii complete a camerei A
$\varphi_{ac. incep. inj.}$	[° RAC]	unghiul a.c. corespunzător momentului când începe injecția
$\varphi_{ac. sfr. inj.}$	[° RAC]	unghiul a.c. corespunzător momentului când s-a încheiat injecția
φ_{cu}	[° RACam]	unghiul de umplere cu combustibil a pompei injector
ω	[rad/s]	viteza unghiulară a arborelui cotit
ω_{ac}	[rad/s]	viteza unghiulară a arborelui cu came
v_i	[-]	participarea volumică a componentei i
χ	[-]	exponentul adiabatic
ΔV	[mm ³]	variația volumului
Δp	[bar]	variația de presiune

1.0.INTRODUCERE

Lucrarea de față se înscrie într-o tematică pe cât de actuală, pe atât de dificilă privind ecologizarea motoarelor diesel de puteri mijlocii prin perfecționarea sistemelor de injecție. Actualitatea problemelor, precum și ritmurile accelerate de promovare a noilor soluții pot fi constatate și prin embargoul parțial, documentar și tehnologic, impus deocamdată de cele câteva concerne sau corporații care își dispută supremația pe piața mondială a acestei categorii de motoare.

Dintre marii producători de motoare diesel, o notă distinctă face compania americană CUMMINS. De mai mulți ani, această firmă deține supremația în gama motoarelor diesel cu puteri de peste 200 CP, realizând o producție medie de cca. 200 mii de astfel de unități anual, fiind totodată pe locul doi mondial în producția motoarelor cu puteri de peste 50 CP. Pentru piața europeană, această companie a adoptat și sistemul clasic (BOSCH) de injecție, pe care îl aplică seriilor de motoare B și C, dar continuă să promoveze sistemul său tradițional de injecție care echipează motoarele din seriile M și N. Ceea ce atrage atenția cel mai pregnant la motoarele Cummins este, pe lângă fiabilitatea lor deosebită, ușurința cu care ele satisfac fără eforturi deosebite condițiile din ce în ce mai severe privind normele de poluare impuse în ultimii ani atât de autoritățile americane, cât și de cele europene. Cu toate că are o vîrstă respectabilă (fiind brevetat în anul 1924), sistemul tradițional pompă injector Cummins PT poate fi considerat ca fiind cel mai "curat" sistem clasic de injecție directă în volum, care încă nu necesită comandă sau gestionare electronică.

În scopul promovării performanțelor ridicate constatate la motoarele echipate cu sistemele de injecție menționate mai sus, lucrarea de față abordează problematica presiunilor ridicate de injecție pentru motoare mijlocii prin prisma analizei detaliate a modului de funcționare a sistemului de injecție Cummins PT. Această analiză detaliată trebuie să permită pe lângă descrierea modului de funcționare a pompei injector ca ansamblu și descrierea secvențială a principalelor procese funcționale, cu ajutorul unor relații matematice corespunzătoare, care să modeleze cât mai fidel toate aceste aspecte.

În ceea ce privește ordinea expunerii, lucrarea se structurează pe nouă capitole dezvoltate într-o cronologie firească. Unele capitole la rîndul lor sînt împărțite în paragrafe și subparagrafe, astfel ca tematica să poată fi cât mai sistematic și logic expusă.

Capitolul întâi este un capitol introductiv destinat prezentării obiectivelor principale urmărite în lucrare și conține de fapt o trecere în revistă a conținutului fiecărui capitol, cu evidențierea aspectelor mai deosebite tratate în capitolul respectiv.

Capitolul al doilea, cu titlul "Considerații generale", cuprinde o scurtă descriere a istoriei evoluției motorului cu ardere internă de la apariție și pînă în prezent, istorie în care sînt punctate în mod deosebit aspectele privind introducerea primelor norme de reducere a poluării și consecințele aplicării lor în producția motoarelor cu ardere internă în general. Concluzia firească a capitolului sugerează pe lângă controlul și comanda electronică a principalelor procese din motor, promovarea presiunilor mari și foarte mari de injecție, precum și a injectoarelor cu orificii multiple în pulverizator. În încheierea capitolului se precizează de această dată explicit domeniul concret cu obiective exacte propuse a fi abordate în lucrare.

„Stadiul actual privind teoria modelării injecției de înaltă presiune” este titlul și reprezintă conținutul capitolului al treilea. În acest capitol se prezintă principial situația actuală în domeniul modelării proceselor de injecție, dar totodată este subliniat faptul că aceste principii de modelare sînt valabile numai pentru sistemele clasice pompă-conductă-injector. Cu toate acestea, criteriile de modelare prezentate și acceptate ca fiind cele mai actuale pot constitui prin caracteristica lor de generalitate punctul de pornire pentru cazul particular ce se consideră a fi sistemul de injecție Cummins PT.

O descriere sistematică a noilor sisteme de injecție de înaltă presiune se face în capitolul al patrulea. În afara descrierii detaliate a sistemului pompă injector Cummins PT, se prezintă sistemele de injecție acumulative Comon Rail, sistemele hidro-electronice HEUI (Caterpillar) și altele. Cea mai mare atenție se acordă totuși sistemului Cummins, pentru care se descrie amănunțit principiul de dozare a combustibilului, modul de realizare a procesului de injecție, funcționarea pompei de alimentare și a regulatorului.

Capitolul al cincilea este capitolul în care se detaliază fazele funcționării pompei injector Cummins și se descriu matematic variațiile parametrilor principali ai combustibilului și aerului pentru fiecare etapă a procesului de injecție (umplere injector, comprimare, injecție, etc). Urmează apoi luarea în considerație prin relațiile matematice a variației proprietăților amestecului din injector, corelată permanent cu legea de mișcare a acului pompei injector. Descrierea matematică a fenomenelor menționate a permis elaborarea unui program de calcul editat în limbajul QBASIC, program ce permite calculul profilului presiunii de injecție, precum și a caracteristicii diferențiale și integrale a injecției. Tot cu acest program se poate obține atît profilul forței rezultante ce acționează asupra tijeî împingător, precum și profilul forțelor componente (forța corespunzătoare procesului propriu-zis de injecție, forța de inerție a acului și tijeî în mișcare și forța exercitată de arc).

Capitolul al șaselea prezintă cîteva din concluziile rezultate în urma aplicării programului elaborat în capitolul al cincilea. Aplicația analizează sensul și mărimea modificărilor suportate de unii parametri ai procesului de injecție în funcție de regimul de lucru impus. Mărimea și sensul de variație a acestor parametri a fost necesară pentru a se efectua corect modificările și reglajele corespunzătoare astfel ca instalația de alimentare tip Cummins PT să poată asigura funcționarea corectă a motorului Trz 6LN. Acest motor a fost trecut de pe sistem de alimentare clasic (Bosch) pe sistem Cummins, în așa fel încît modificările efectuate să nu influențeze negativ performanțele originale ale motorului. Tot cu ajutorul programului de calcul se analizează influența unor parametri de exploatare asupra procesului de injecție realizat în funcționarea sistemului pe stand. Majoritatea acestor influențe vor fi confirmate în capitolele următoare pe cale experimentală.

În capitolul al șaptelea se prezintă programul experimental prin care se urmărește abilitarea modelului matematic și se confirmă unele ipoteze deduse teoretic ca fiind specifice sistemului Cummins de injecție. Pe lîngă prezentarea standurilor și a principiilor de măsurare specifice, sînt descrise și modificările constructive efectuate pentru echiparea motorului Trz 6LN cu sistem de injecție Cummins PT. Tot în acest capitol se prezintă modul de etalonare a instalațiilor de măsurat utilizate.

Prelucrarea și interpretarea rezultatelor experimentale se prezintă în capitolul al optulea. Aici se prezintă modul de prelucrare a rezultatelor achiziționate sub formă de fișiere de date. Un accent deosebit se pune pe modul de aliniere și sincronizare a semnalelor obținute

de la traductoarele de forță în vederea suprapunerii lor fie pentru compararea cu curbele oferite prin programul de modelare, fie pentru analiza influențelor diferiților parametri ai injectorului. Pentru prelucrarea diagramelor indicate înregistrate, au fost elaborate și s-au utilizat programe specializate atât pentru filtrare și prelucrare statistică, cât și pentru determinarea caracteristicii de degajare a căldurii, a vitezei de degajare a căldurii și a factorului cinetic Vibe. Pentru reprezentarea rezultatelor a fost utilizat tot un program specializat în reprezentări grafice Harvard Grafix.

Concluziile generale au fost sistematizate în capitolul al nouălea. Acest capitol cuprinde, pe lângă comentariul aspectelor confirmate pe cale experimentală, o analiză critică a metodologiei, precum și enumerarea principalelor concluzii de ansamblu care să ilustreze aportul personal al autorului și caracterul original al acestora.

Lucrarea conține o bibliografie bogată și actuală, iar la final se prezintă un set de anexe ce cuprind: o parte din fișele de stand și unele reprezentări detaliate ale componentelor esențiale pentru sistemul de injecție, componente descrise sau citate în text.

2.0. CONSIDERAȚII GENERALE

Motoarele cu ardere internă au apărut în cadrul dezvoltării civilizației umane cu aproape un secol și jumătate în urmă. Primul motor de acest tip a fost construit de E. Lenoir, în anul 1860. El funcționa cu combustibil gazos, având randamentul de cca. 5%. Pornind de la acest model, N. Otto a construit în anul 1876 motorul în patru timpi, având raportul de comprimare cca. 3,5 și realizând un randament de aproximativ 15%. Acest motor funcționa în acea epocă cu un combustibil special, aflat numai în stare gazoasă. De remarcat este faptul că mașinile cu abur ale acelor vremuri obțineau randamente de cca. 10%.

Rudolf Diesel a brevetat în 1892 motorul numit în acea perioadă „cu raport de comprimare ridicat” (adică 14 - 15) și care utiliza în funcționare diverși combustibili. Primul motor diesel a realizat un randament de cca. 18%, fapt care, pentru epoca respectivă, îi atribuia acestuia calificativul de „economic”.

Includerea și mai ales acordarea corectă a turbo-compresoarelor pe motoarele diesel în scopul supraalimentării lor a determinat obținerea unor randamente de cca. 40%. În figura 2.1. se prezintă grafic istoricul dezvoltării motoarelor cu ardere internă, având ca și criteriu randamentul efectiv obținut sau consumul specific. În prezent, motoarele diesel bine structurate, cu randamente efective în jur de 55% sînt din punct de vedere al economicității cele mai utilizate motoare din întreaga gamă a mașinilor termice.

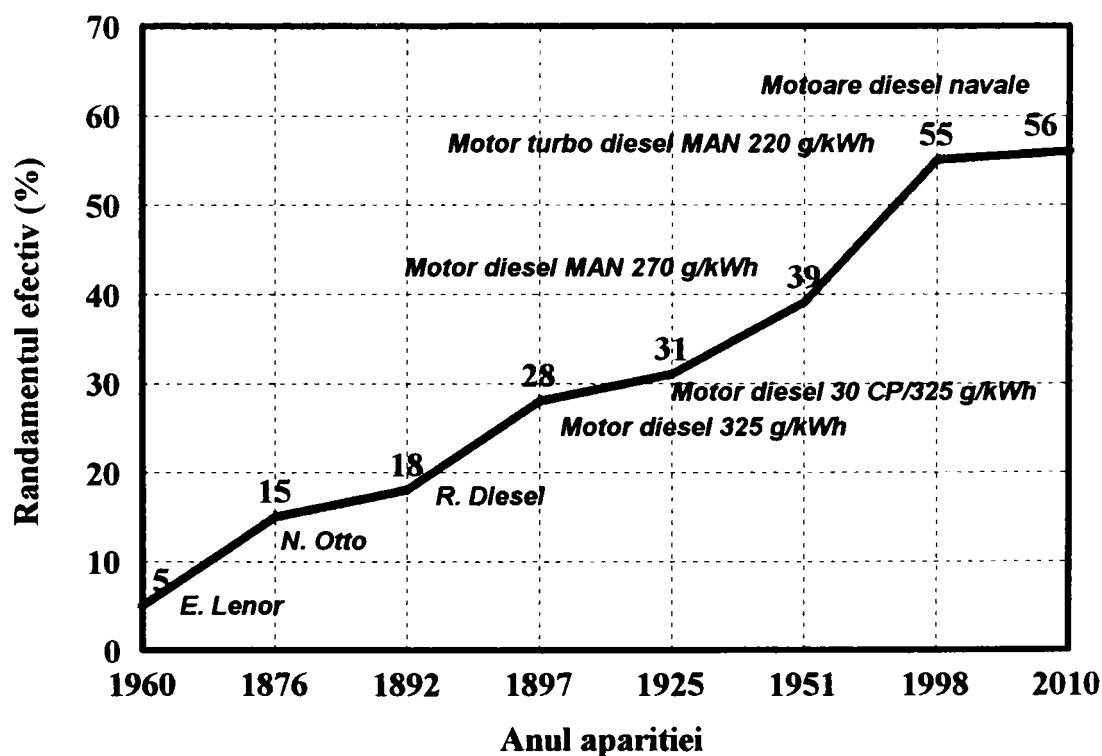


Figura 2.1.: Istoricul evoluției motoarelor cu ardere internă

Datorită economicității „native”, motorul diesel turbo-supraalimentat, rapid și cu injecție directă, deține astăzi supremația în domeniul autovehiculelor grele de transport marfă. Motoarele diesel cu cameră divizată sînt utilizate încă în gama autoturismelor sau autovehiculelor ușoare de transport marfă, dar se constată că în ultimii ani și ele pierd teren în favoarea motoarelor diesel cu cameră unitară și cu injecție directă de mare presiune.

2.1. EMISII ALE GAZELOR EVACUATE

Utilizarea pe scară tot mai largă a autovehiculelor a avut și are în continuare drept consecință înrăutățirea calității mediului natural ambiant. La Conferința dedicată protecției mediului care a avut loc la Stokholm în anul 1972, țările participante au elaborat primele hotărâri, la început cu caracter declarativ, destinate protecției mediului ambiant. Mai târziu, statele puternic industrializate ale Europei, Statele Unite și Japonia hotărăsc măsuri obligatorii cu caracter legislativ, prin care impun limitarea atât cantitativă, cât și calitativă a emisiilor gazelor eșapate de autovehicule.

Uniunea Europeană, prin normativele legislative Euro 1 intrate în vigoare din octombrie 1993, limitează emisiile de CO, NO_x, HC și funinginea la autovehiculele echipate cu motoare diesel. Din octombrie 1996, prin noile norme Euro 2, aceste limite sînt reduse, iar din octombrie 1999 au fost legiferate restricții și mai severe [1],[2].

	Data	Autovehiculul pentru /din	NO _x (g/kWh)	Funingine (g/kWh)	HC (g/kWh)	CO (g/kWh)
Euro 1	01.07.1992	omologare	8,0	0,36(>85kW) 0,612(<85kW)	1,1	4,5
	01.10.1993	serie	9,0	0,4 (>85kW) 0,68(<85kW)	1,23	4,9
Euro 2	01.10.1995	omologare	7,0	0,15	1,1	4,0
	01.10.1996	serie	7,0	0,15	1,1	4,0
Euro 3*	01.10.1999	indiferent	6,0	0,1	0,6	2,0

* În tabel sînt date valorile efective.

Tabelul 2.1.: Normative europene pentru gazele eșapate de autovehicule cu masa totală maximă de 3500 kg [2]

Atît în normativele cu caracter legislativ aflate în vigoare, cât și în cele cu caracter de recomandare sau proiect din Europa și Statele Unite, pentru emisiile gazelor eșapate sînt prescrise valori pentru NO_x, funingine, HC și CO.

Oxizii azotului, inclusiv N₂O și NO₂, în prezența radiației solare reacționează fotochimic, formînd în stratul limită al atmosferei la suprafața solului ozon, care, pe lîngă faptul că este o componentă principală a „smogului“, duce la încălzirea globală a Pămîntului. În prezența oxizilor sulfurului SO_x, oxizii azotului formează compuși, care în condițiile unei umidități crescute, generează acizi, iar aceștia, prin intermediul așa numitelor „ploi acide“, afectează negativ atît flora, cât și fauna terestră. Aciditatea crescută a apei influențează și conținutul de metale grele din apa potabilă. Consecințele asupra sănătății oamenilor sînt de lungă durată și cu manifestări inprevizibile. Producția de NO_x este determinată de temperaturile ridicate ale procesului de ardere [1].

Fumul care însoțește emisia motoarelor diesel este principalul inconvenient în comparație cu motoarele Otto. În structura carbonoasă solidă (funingine), sînt absorbite pe lîngă altele și aromatele policiclice formate în decursul arderii incomplete a combustibilului și lubrefianților în zone ale spațiului de ardere unde nu a ajuns suficient aer sau unde temperaturile au fost scăzute [1]. Manifestarea vizuală a funinginii în gazele eșapate ale unui

motor încălzit este fumul negru. Fumul alb este consecința prezenței materialelor combustibile nearchivate în gazele de eșapare ale unui motor rece. Unele componente ale funinginii sînt extrem de cancerigene. Din cauza dimensiunilor foarte reduse ($0,24 \mu\text{m}$), particulele de funingine plutesc mult timp în aer, iar cele mai fine prin inspirație ajung pînă în alveolele pulmonare, de unde se resorb destul de rapid în sînge [3]. Autocamioanele grele de mare tonaj, echipate cu motoare standard, emit cca. $0,94 - 1,24 \text{ g/km}$ funingine [4].

Hidrocarburile HC conferă gazelor eșapate ale motoarelor diesel un miros caracteristic. Ele sînt consecința combustibilului și a uleiului nearchivat sau ars parțial [1].

2.2. INFLUENȚA SISTEMULUI DE INECȚIE ASUPRA EMISIEI GAZELOR EȘAPATE ȘI ASUPRA CONSUMULUI DE COMBUSTIBIL

Sistemul de inecție trebuie să realizeze o dozare optimă a combustibilului atît spațială, cît și temporală, în camera de ardere. Principalii parametri ai inecției sînt:

- începutul inecției (unghiul de avans al inecției);
- durata inecției;
- doza ciclică de combustibil;
- presiunea de inecție (maximă și medie);
- finețea de pulverizare.

Influența acestor parametri asupra performanțelor motorului este deseori contradictorie, iar optimizarea se obține în general prin compromisuri.

Motorul diesel funcționează cu un coeficient ridicat al excesului de aer λ , cu amestec sărac, emisia de CO și CH nefiind o problemă primară pentru motorul diesel [1]. Reducerea NO_x și a funinginii din gazele eșapate este o problemă mult mai complicată și dificilă, pentru că reducerea unei componente atrage de regulă creșterea celeilalte [1],[5].

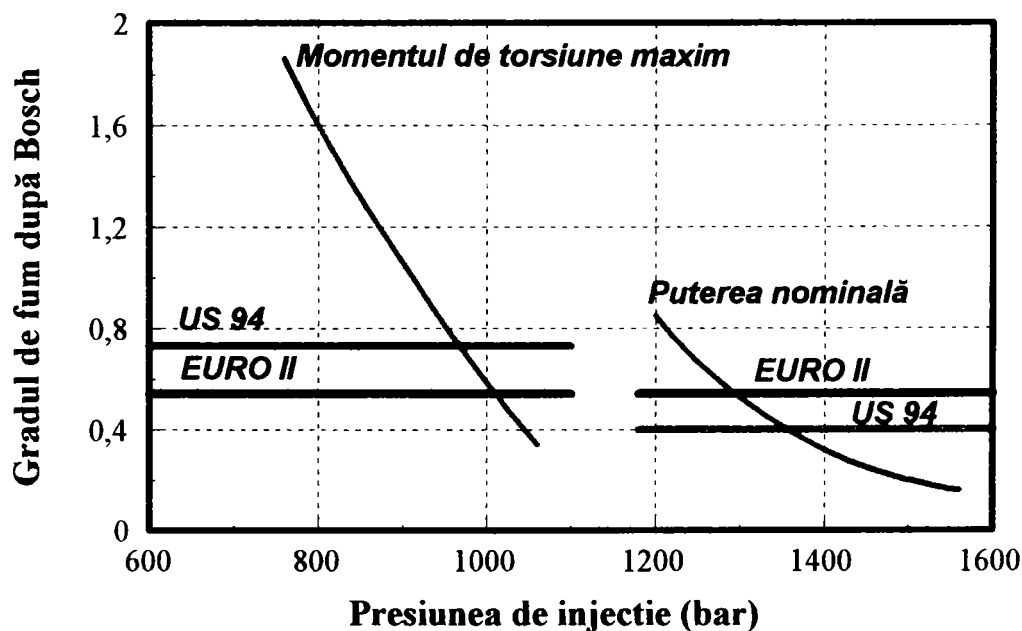


Figura 2.2.: Influența presiunii de inecție asupra gradului de fum (după Bosch) și asupra emisiilor de funingine [6]

Întârzierea injecției micșorează emisia de NO_x , dar are ca și consecință mărirea emisiei de funingine. Prin aceasta, eficacitatea arderii este compromisă. Durata în timp disponibilă pentru ardere este micșorată. Arderea se desfășoară la presiuni și temperaturi mai scăzute. Toate acestea provoacă înrăutățirea economicității și a performanțelor motorului. [1],[5].

Creșterea presiunii de injecție reduce emisia de funingine în funcție de regimul de lucru al motorului [6].[7], cum se observă în figura 2.2, unde este reprezentată influența presiunii de injecție asupra gradului de fum (după Bosch). Între gradul de fum (după Bosch) și emisia de funingine există o interdependență. Astfel, pentru un motor care are maximul coeficientului de umplere optimizat pentru regimul corespunzător turației de moment maxim, gradul de fum (după Bosch) este ilustrat în figura 2.2.,adică limitarea emisiei de funingine pentru EURO II sau SU 94 se obține la regimul turației corespunzătoare momentului maxim pentru presiuni de injecție mai scăzute decât la regimul de putere maximă.

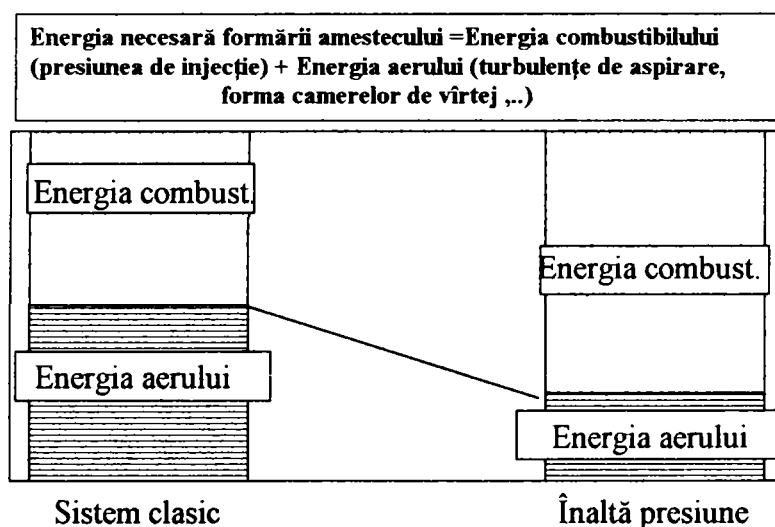


Figura 2.3.: Participarea energetică a componentelor în formarea amestecului carburant pentru motorul diesel [8]

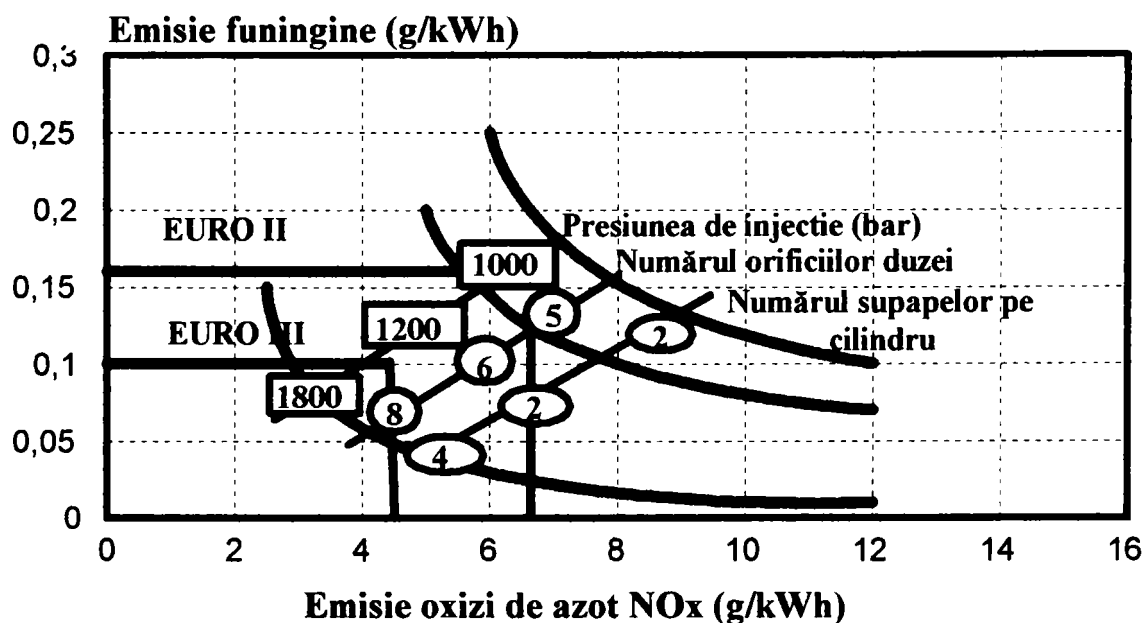


Figura 2.4.: Cerințe noi impuse de normele EURO pentru sistemele de injecție [9]

Pentru realizarea amestecului combustibil sînt angajate pe de o parte energia conținută în aerul aspirat, iar pe de altă parte energia jetului de combustibil injectat. La sistemele clasice energia de formare a amestecului este în cea mai mare parte oferită de aerul aspirat (figura 2.4). Din această cauză, motoarele diesel cu sistem clasic de injecție au cerințe mai riguroase în privința formelor constructive ale componentelor sistemului de admisie (forma și dimensiunile canalelor de admisie, secțiunile oferite de supape ș.a) La sistemele de injecție de înaltă presiune, ponderea mai importantă de energie în formarea amestecului o are jetul de combustibil, în consecință rigoarea constructivă impusă componentelor sistemului de admisiune nu mai este atît de importantă, aceste motoare comportîndu-se optim într-o plajă mai largă de turații.

Pentru a fi satisfăcute normativele EURO 2 și EURO 3 de către motoarele diesel, se prevăd pentru sistemele de injecție cerințe specificate explicit în figura 2.4.

Pompa rotativă cu regulator electronic a firmei Bosch VP44 poate realiza presiuni maxime de injecție de pînă la 1000 bari la ieșirea din pompă, pe cînd presiunea maximă în interiorul injectorului este de cca. 1450 bari [10] (figura 2.5). Firma Bosch oferă informația că pompa clasică în linie de înaltă presiune cu codul P7100...8000 realizează presiuni maxime în pompă de pînă la 1150 bari [2]. Alt autor [11] atribuie această presiune pompei de înaltă presiune cu codul PR 46.

Trecerea la presiuni de injecție de 1800 bari solicită o concepție nouă asupra sistemului de injecție sau aplicarea pompelor-injector. Presiunea uzuală la pompa injector Cummins PT este de peste 1250 bari [12]. Pompa injector PD a firmei Voest Alpine atinge presiuni maxime de injecție de 1500 bari [13]. Sistemul CELECT, pompă injector, tot al firmei Cummins, cu control electronic, lucrează cu presiuni de injecție de 1800 bari [15]. Noua calitate a injecției impune ca pompele injector cu control electronic ale noii generații să fie proiectate astfel ca să realizeze presiuni înalte cu orificii multiple ale duzei, comparativ cu pompele injector ale generației anterioare, pentru optimizarea procesului de ardere.[15]

Tip Pres.	Pompă rotațională	Pompă injector	Sistem acumulativ
Presiunea din pompă [bar]	1000	1800	1300
Presiunea în injector [bar]	1450	1800	1300
Injecție pilot [mm ³ /h]	-	1,5	1

Figura 2.5.: Presiuni maxime de injecție

Firma Mercedes Benz utilizează pentru echiparea celor mai noi motoare diesel, seriile OM501 LA și OM502 LA, un sistem modular de pompă de înaltă presiune cu reglare electronică pe fiecare modul, sistemul PLD. Sistemul, deși clasic, pompă-conductă-injector, realizează presiuni maxime de injecție de 1800 bar [16], sistemul modular permițând prin apropierea pompei de injector o soluție mai rigidă pentru întregul ansamblu.

Aplicarea noului sistem acumulativ de injecție, cu control electronic, permite firmei Comon Rail System injecția în două etape, adică realizează injecția pilot (figura 2.6.) Presiunea maximă de injecție pe care o realizează acest sistem este de cca. 1300 bar [17].

Injecția pilot a unei mici cantități de combustibil înaintea dozei principale asigură o funcționare mai puțin „aspră“ a motorului, concomitent cu reducerea gradului de fum și a zgomotului [6]. Acest efect îl pot realiza injectoarele clasice cu două arcuri sau sistemele cu control electronic.

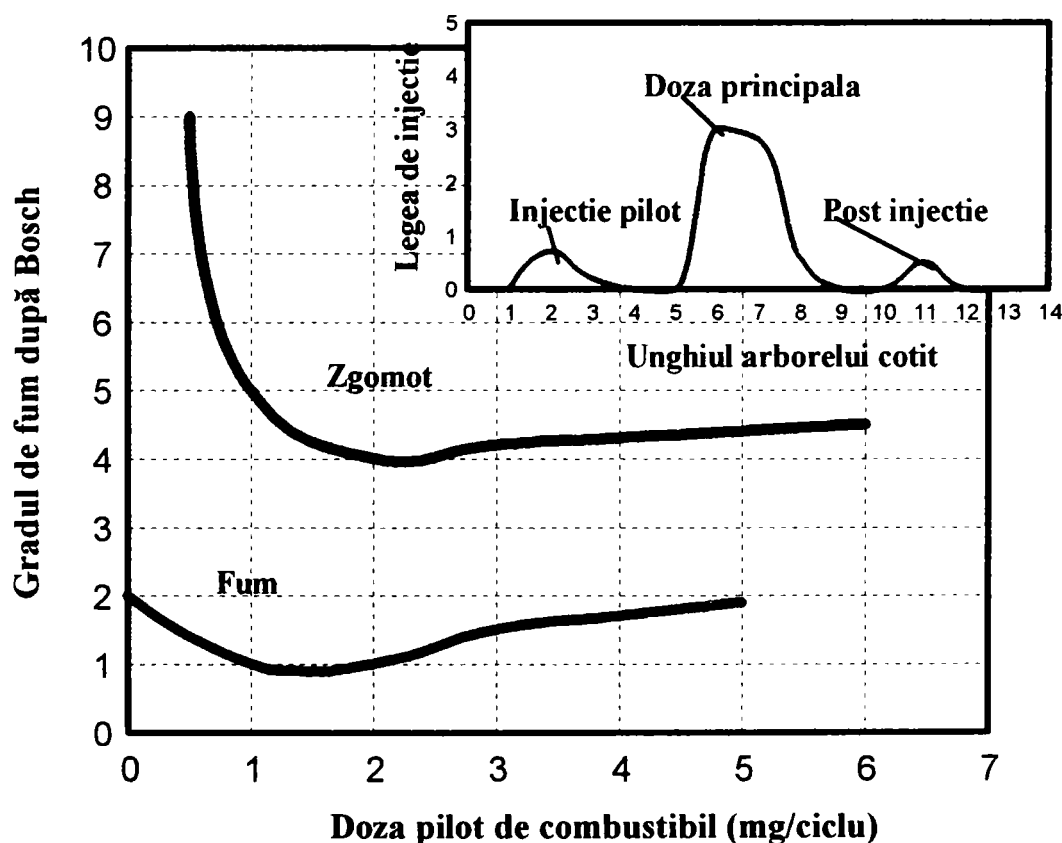


Figura 2.6.: Influența injecției pilot asupra gradului de fum și a zgomotului [17]

Presiunile înalte de injecție, pe lângă reducerea emisiei de funingine, garantează și un consum de combustibil mai scăzut, justificat prin amestecare mai bună din punct de vedere calitativ dintre combustibil și aer, ceea ce conduce la o utilizare mai completă a combustibilului și la o durată de ardere mai redusă. În figura 2.7 se prezintă influența presiunii de injecție și a secțiunii orificiului duzei de pulverizare asupra diametrului mediu al picăturilor de combustibil din jetul injectat. Curba îngroșată se referă la o cantitate constantă de combustibil injectat. Este evident că presiuni ridicate de injecție și orificii mici ale duzei reduc diametrul mediu al picăturilor din jet, ceea ce îmbunătățește formarea amestecului și asigură o mai bună utilizare a combustibilului (ardere completă).

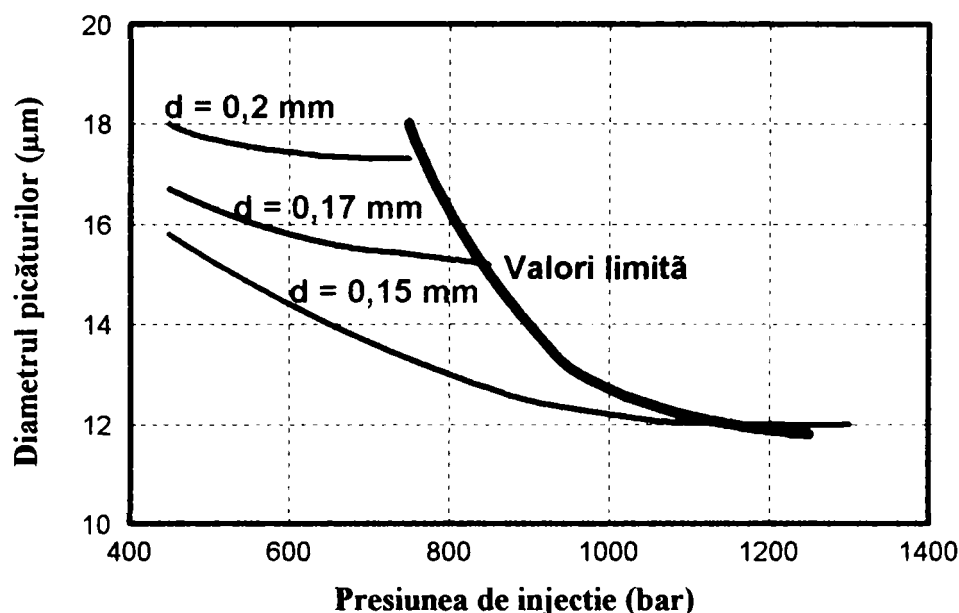


Figura 2.7.: Influența presiunii de injecție asupra diametrului picăturilor [18]

2.3. DOMENIUL ȘI TEMATICA CERCETĂRILOR PROPRII PROPUSE

În această lucrare vor fi analizate diferite sisteme de injecție pentru motoare diesel, dar cu centrul de greutate al preocupărilor plasat în domeniul sistemelor de injecție pompă-injector Cummins PT.

Necesitatea presiunilor înalte de injecție ca și injecția în două trepte pun pe primul plan al preocupărilor din domeniu sistemele cu control electronic al injecției și în primul rând al sistemelor pompă-injector. În Europa, pompele injector au o utilizare mai redusă, însă în Statele Unite ele conduc detașat, mai ales la echiparea motoarelor diesel de puteri mijlocii. Din motivele expuse, în această lucrare se va prezenta un studiu teoretic și o cercetare experimentală asupra pompei injector Cummins care funcționează fără control electronic. În lucrare se va dezvolta modelul matematic al pompei injector și se elaborează un program pentru calculul parametrilor procesului de injecție utilizând un sistem PC de calcul. Rezultatele obținute prin calcul vor fi verificate experimental prin măsurarea presiunilor de injecție.

Se presupune că, dependent de mărimea orificiilor duzei de pulverizare, pompa injector de tip Cummins PT poate realiza injecția combustibilului emulsionat sub presiuni mai mari decât cele amintite în literatura specifică.

Pompa injector Cummins PT mai prezintă unele particularități: această pompă injector injectează în camera de ardere un amestec bifazic, emulsie de combustibil și gaze arse amestecate cu aer proaspăt din cilindrul motorului, emulsie care influențează extrem de favorabil atât formarea amestecului, cât și însuși procesul de ardere [19]. În scopul unei corecte analize teoretice a procesului de injecție, în lucrare se va stabili dependența densității și a modului de elasticitate al emulsiei combustibilului cu aerul și gazele arse în funcție de presiune.

În ultima parte se va analiza posibilitatea funcționării motorului V 6 echipat cu pompe-injector tip Cummins PT. Ca rezultat al acestei analize, se va defini câmpul presiunilor pe care

trebuie să le realizeze pompa de alimentare (sau pompa de transfer), astfel ca motorul Trz 6LN să poată să funcționeze în toate regimurile, fiind echipat cu sistemul Cummins PT de injecție. Mai detaliat se vor efectua analize de influență a parametrilor constructivi ai pompei injector și a parametrilor de lucru ai motorului asupra presiunii de injecție și a legii de injecție în scopul efectuării adaptărilor necesare ca motorul V 6 să fie echipat cu noul sistem de alimentare.

3.0. STADIUL ACTUAL PRIVIND TEORIA SISTEMELOR DE INJECTIE DIRECTĂ DE ÎNALTĂ PRESIUNE

Majoritatea autorilor care s-au ocupat cu modelarea matematică a injectiei combustibililor lichizi pentru motoarele diesel au construit modele pentru sistemul pompă-conductă-injector [20],[21],[22],[23]. În toate lucrările, valoarea coeficienților de debit al diverselor orificii prin care curge combustibilul în sistemul de injectie este determinată în condiții staționare de curgere, dar se utilizează pentru cugeri nestaționare ale combustibilului.

Ecuțiile de continuitate descriu curgerea combustibilului prin elementele pompei de înaltă presiune și prin injector. Sînt date ecuațiile dinamice ale deplasării supapei de descărcare și a acului injectorului. Deplasarea fluidului prin conductă se tratează ca o curgere unidimensională.

Ecuția care descrie deplasarea nestaționară a combustibilului diesel printr-o conductă de înaltă presiune, sub cea mai generală formă, luîndu-se în considerare și vîscozitatea combustibilului, este ecuația lui Fomin [24]:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} = -2Ku \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + a^2 \rho \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (3.2)$$

unde:

a - viteza de propagare a undei de presiune - viteza sunetului;

p - presiunea combustibilului în conductă;

u - viteza combustibilului în conductă;

ρ - densitatea combustibilului;

K - factor al tensiunii hidraulice care depinde de vîscozitatea combustibilului diesel și de caracterul curgerii, numărul Re ;

x, t - coordonatele curente în lungul conductei și în timp.

Dacă se neglijează termenii convectivi, atunci sistemul de ecuații (3.1) și (3.2) conduce la ecuația „telegrafiei“:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - \frac{2K}{a^2} \frac{\partial u}{\partial t} = 0 \quad (3.3)$$

a cărei soluție se obține prin metoda diferențelor finite, prin caracteristica punctelor din rețea. Viteza și presiunea în punctele rețelei de coordonate $x+1, t+2$ se determină din ecuațiile:

$$u_{x+1,t+2} = \frac{K\Delta t}{1+K\Delta t} u_{x,t} + \frac{K\Delta t}{1+K\Delta t} u_{x+1,t+1} - \frac{K\Delta t}{1+K\Delta t} u_{x+1,t} + \frac{K\Delta t}{1+K\Delta t} u_{x+2,t+1} + \frac{1-K\Delta t}{1+K\Delta t} u_{x,t+1} \quad (3.4)$$

$$\frac{\Delta x}{\Delta t} = \text{ecuația caracteristicii}, \quad (3.5)$$

unde:

: a - viteza sunetului, viteza propagării undei de presiune prin conductă.

$$P_{x,t+2} = P_{x,t+1} + a\rho \left(u_{x,t+2} - u_{x+1,t+2} \right). \quad (3.6)$$

În cazul că $a = \text{const.}$, se obține rețeaua liniară caracteristică. În locul soluționării ecuației cu derivate parțiale, pentru ecuația „telegrafiei“ se rezolvă sistemul de ecuații clasice (3.4), (3.5) și (3.6). Soluțiile se obțin pentru puncte ale rețelei.

Alți autori [21],[25] consideră că în ecuațiile (3.1) și (3.2) se pot neglija termenii convectivi și vâscozitatea combustibilului diesel. Rezultă ecuațiile „loviturii de berbec“ ale cărei soluții, după d'Alambert, sînt:

$$p = p_{SO} + F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (3.7)$$

$$u = u_o + \frac{1}{\rho a} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \quad (3.8)$$

unde:

$F\left(t - \frac{x}{a}\right)$ - unda primară de presiune care se deplasează de la pompă la injector;

$f\left(t + \frac{x}{a}\right)$ - unda reflectată de presiune care se deplasează de la injector spre pompă.

Soluția prezentată nu ia în considerare frecările care duc la atenuarea completă a undelor după o perioadă de timp determinată.

Autorii M. Marcic și Z. Kovacic descriu în lucrarea [20] procesul de propagare a undelor prin conducta de înaltă presiune cu patru unde incidente și patru unde reflectate, luînd prin aceasta în considerare vîscozitatea combustibilului și astfel rezultă:

$$F\left(t - \frac{x}{a}\right) e^{-k \frac{x\omega}{Ac\rho a}} - \text{unda incidentă de presiune}$$

În expresia de mai sus:

A_C - suprafața secțiunii de curgere a conductei de înaltă presiune;

ω - viteza unghiulară ;

k - coeficient de strangulare care ia în considerare vîscozitatea combustibilului.

În mod similar se definește și unda reflectată. Aceste unde sînt atenuate de frecare. În lucrarea [20] sînt date relații pentru densitate și modulul de elasticitate pentru amestecul bifazic format din combustibil și vapori de combustibil diesel. Pentru calculul propriu-zis se utilizează metoda Runge Kuta. La modelarea procesului în sistemul pompă- conductă-injector nu se iau în considerare deformările elementelor componente ale injectoarelor în timpul procesului de injecție. Sînt luate în considerare „pierderile“ cauzate numai de jocurile din elementele pompei de înaltă presiune.

Mult mai puțin numeroase sînt lucrările care se ocupă de modelarea pompelor injector [26],[27], sau a sistemelor acumulative [28]. Pierderile prin jocurile tehnologice ale elementelor pompei sînt descrise de ecuațiile lui Puzeli.[27]. Firma Caterpillar a elaborat un model analitic al procesului de injecție a combustibilului pentru motoare diesel [27], cu ajutorul căruia se efectuează analize privind atît deformările mecanice ale acului pompei injector, cît și asupra proceselor hidraulice din timpul injecției. În lucrarea [29] este efectuată o analiză comparativă a sistemului pompă injector față de sistemul pompă-conductă- injector.

Autorii lucrărilor [20],[21],[22],[23],[25],[26],[27],[28] confirmă că au obținut o bună corelare între rezultatele oferite de modelele matematice elaborate și rezultatele experimentale.

În lucrarea [15] se prezintă optimizarea procesului de ardere într-un motor diesel cu sistem de injecție pompă injector cu control electronic, dezvoltat de firma Lukas. Se prezintă influența presiunii, a unghiului de dispersie al jetului și a numărului de orificii de pulverizare din duză asupra emisiei de funingine și a oxizilor de azot. Măsurarea emisiilor s-a făcut după testul Statelor Unite pentru autovehiculele grele (modul opt, testul tranzitoriu).

Autori din firma Robert Bosch GmbH prezintă în lucrarea [30] pompa injector cu control electronic, precum și proiecte de perspectivă pentru noi standarde privind emisiile poluante.

4.0.SISTEME DE INECȚIE A COMBUSTIBILULUI PENTRU MOTOARE DIESEL DE PUTERE MIJLOCIE

Funcția principală a unui sistem de inecție pentru un motor diesel este ca într-un moment precis determinat să inecțeze sub o presiune cât mai înaltă o cantitate precisă de combustibil după o lege riguroasă. Pentru realizarea acestei funcții, sistemul de inecție trebuie să cuprindă de regulă o pompă de înaltă presiune și un inecțor. În situația în care între pompa de înaltă presiune și inecțor există o conductă (magistrală de înaltă presiune) acest ansamblu se numește sistem pompă-conducă-inecțor (figura 4.1), iar când lipsește conducta se numește sistem pompă inecțor (figura 4.2.).

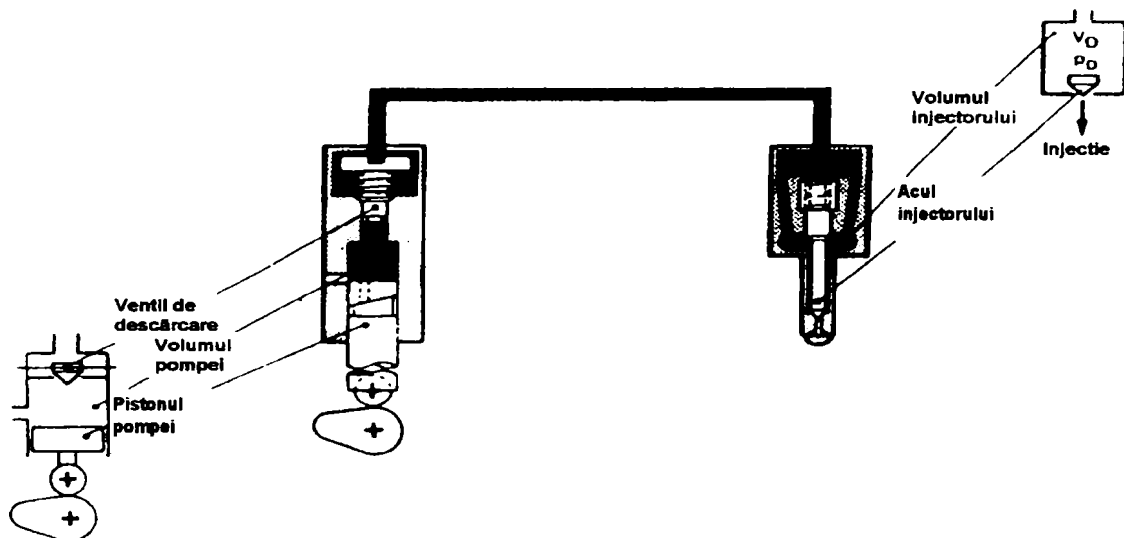


Figura 4.1.: Sistemul de inecție pompă-conducă-inecțor

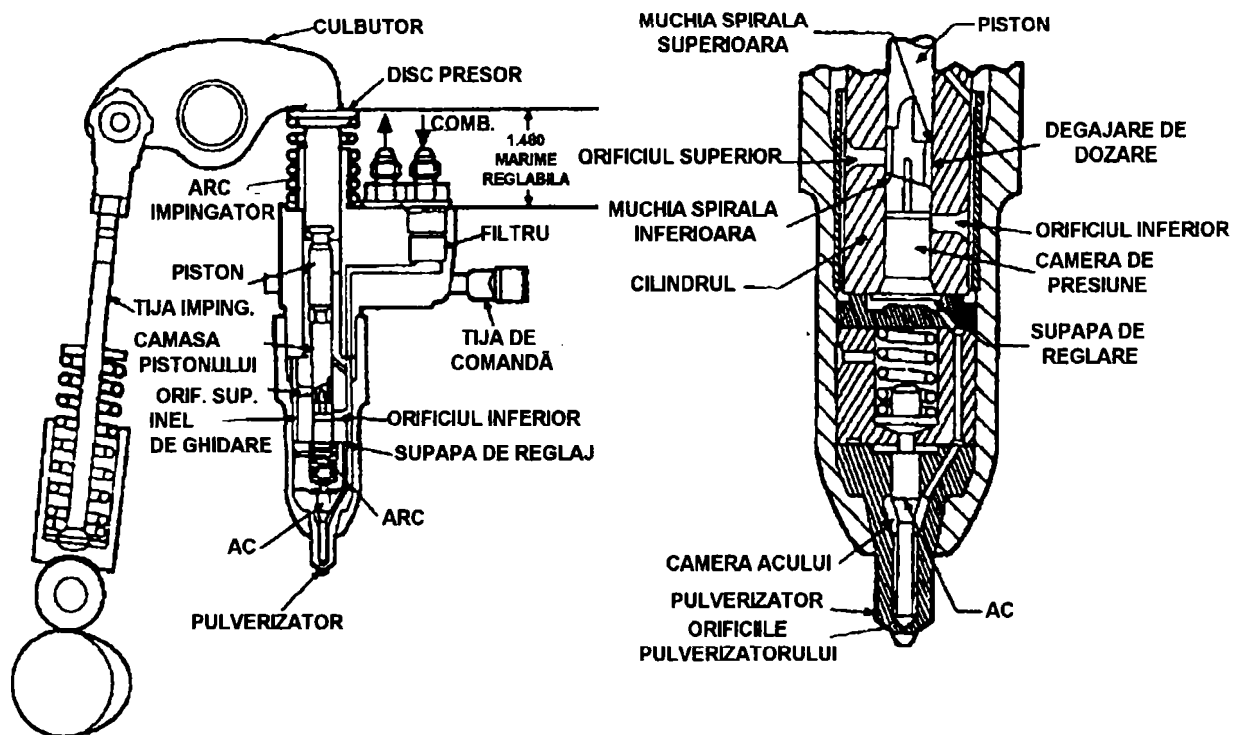


Figura 4.2.: Sistem de inecție pompă inecțor

4.1. SISTEMUL CLASIC POMPĂ-CONDUCTĂ-INJECTOR

În spațiul din spatele pistonului pompei de inecție combustibilul ajunge din circuitul de medie sau joasă presiune. Presiunea necesară pentru pătrunderea în spațiul de deasupra pistonului este asigurată de pompa de alimentare. Când pistonul pompei închide orificiile de admisiune ale combustibilului, începe comprimarea acestuia prin supapa de descărcare în conducta de înaltă presiune. Combustibilul comprimat în conducta de înaltă presiune formează unde de presiune care se propagă cu viteza sunetului de la pompă la injector. Atunci când unda de presiune ajunge la injector ea se reflectă, astfel că o nouă undă de presiune se propagă acum spre pompă. Dacă presiunea combustibilului învinge forța arcului ce menține acul injectorului pe sediul său, acul se ridică, unda de presiune se reflectă parțial de injector și o parte din combustibil pătrunde în duza pulverizatorului. Prin orificiile pulverizatorului, combustibilul este injectat în camera de ardere. Undele de presiune se propagă prin conducta de înaltă presiune în continuare, pînă ce amplitudinea lor scade la zero din cauza pierderilor prin frecare.

4.1.1. Dozarea cantității de combustibil injectate

Modificarea cantității de combustibil injectate la pompele de înaltă presiune cu elemente în linie se realizează prin rotirea pistonului pompei în jurul axei sale, respectiv prin modificarea poziției relative dintre orificiile de admisiune și refulare și rampa elicoidală de pe piston. Astfel, începutul inecției este fix, iar durata procesului depinde de poziția rampei elicoidale față de orificiul de refulare, prin aceasta modificîndu-se sfîrșitul inecției combustibilului (figura 4.3.).

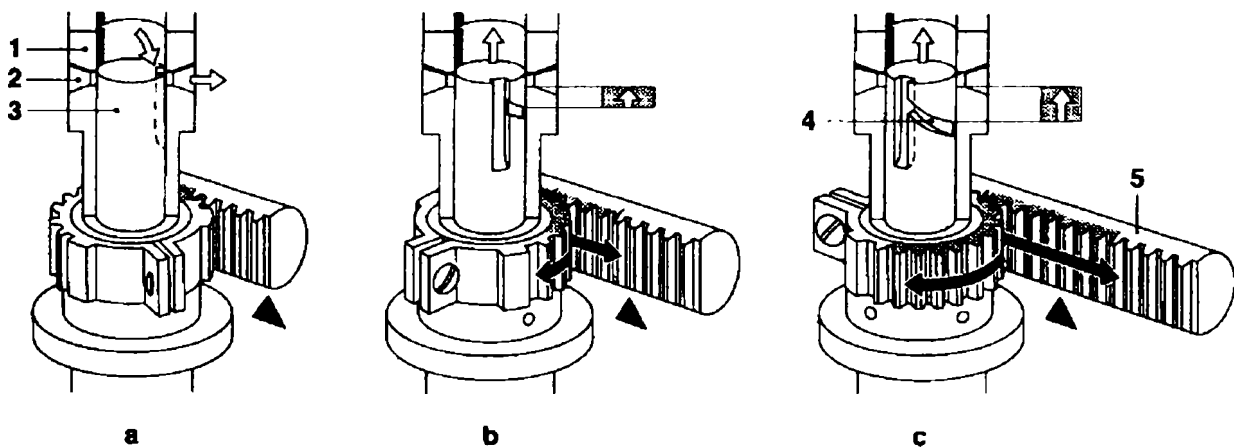


Figura 4.3.: Modificarea cantității de combustibil injectat (element de pompă în linie) [2]

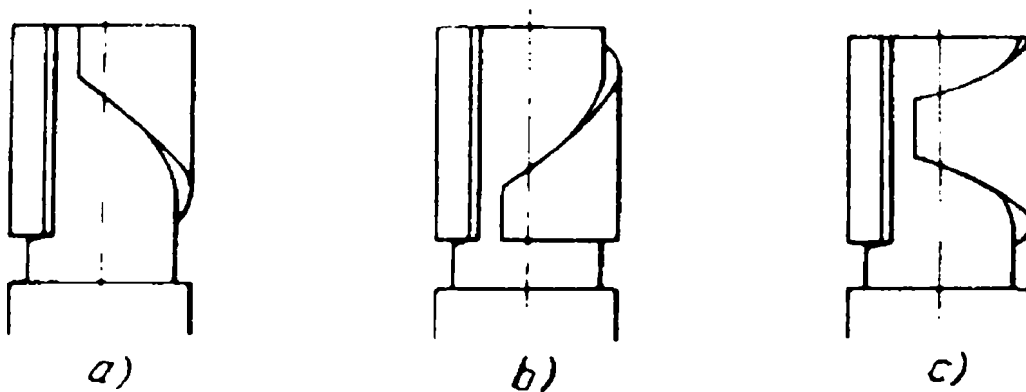


Figura 4.4.: Posibilități de modificare a dozei ciclice de combustibil

4.2.SISTEMUL POMPĂ INJECTOR

În situația sistemului prezentat în figura 4.2, pistonul pompei de înaltă presiune este separat de acul injectorului printr-un canal extrem de scurt. Astfel de sisteme sînt promovate de firme ca: Detroit Diesel Engine, General Motors Corpo., IAZ.

Combustibilul care este refulat de piston din cilindrul de înaltă presiune, prin supapa de reglare trece printr-un canal scurt în camera acului. Fiind sub presiune, acționează asupra suprafeței conice a acului. Presiunea necesară să învingă forța arcului este în jurul valorii de 360 bar pentru motoarele diesel convenționale. Combustibilul este injectat atunci cînd presiunea lui în fața orificiilor pulverizatorului este mai mare decît presiunea din camera de ardere. În camera de presiune înaltă combustibilul este admis la presiunea de alimentare (sau transfer) prin orificii practicate în peretele cilindrului. Poziția relativă a muchiei superioare a rampei elicoidale față de orificiul superior de umplere determină momentul începerii inecției, iar sfîrșitul acesteia este determinat de poziția relativă a muchiei inferioare a aceleiași rampe elicoidale față de orificiul inferior de alimentare. Prin închiderea orificiului superior de admisiune după prealabila închidere a orificiului inferior de admisiune, începe practic comprimarea și inecția combustibilului. Porțiunea de cursă a pistonului în care ambele orificii de admisiune sînt închise determină cantitatea de combustibil injectată. Deschiderea orificiului inferior de admisiune provoacă scăderea bruscă a presiunii în camera de înaltă presiune, ceea ce conduce la o încetare bruscă a inecției. Prin rotirea în jurul axei sale a pistonului cu ajutorul cremalierii barei de reglaj se obține o modificare a volumului de combustibil injectat. În funcție de conturul muchiilor rampei elicoidale, începutul și sfîrșitul inecției pot fi constante sau variabile, la fel ca la sistemul pompă-conducță-injector.

Marele avantaj al sistemului pompă injector în raport cu sistemul pompă-conducță-injector este faptul că volumul de combustibil care umple spațiul dintre pistonul pompei de înaltă presiune și acul injectorului este foarte mic, impulsul de presiune transmițîndu-se practic nedeformat pînă la acul injectorului.

Unicul sistem la care între pistonul pompei de înaltă presiune și orificiile pulverizatorului nu există spații, conducte(canale) sau supape este cel adoptat de firma Cummins, la care comprimarea și inecția sînt realizate nemijlocit de pistonul pompei injector. Această firmă este deocamdată unicul producător al unui astfel de sistem de inecție.

4.3.SISTEMUL DE INECȚIE ACUMULATIV PENTRU COMBUSTIBILI DIESEL

Principiul de funcționare al sistemului acumulativ de inecție a combustibililor pentru motoare diesel este prezentat în figura 4.5. Cel mai nou reprezentant al unui asemenea mod de inecție este sistemul Common Rail, adică linie comună de înaltă presiune.

Pompa de combustibil de înaltă presiune trimite combustibil în acumulatorul de înaltă presiune (în conducta- rezervor principală) care este racordat cu fiecare injector în parte prin conducte scurte de înaltă presiune. În acumulator se află combustibil sub presiune constantă. Durata cît orificiile pulverizatorului sînt parcurse de combustibilul sub presiune determină cantitatea de combustibil injectată în cilindrul motorului. Sistemul prezentat în figura 4.5. este cu control electronic al inecției. Unitatea de comandă primește informații de la traductorul de turație, poziția punctului mort interior, poziția barei de accelerare, temperatura motorului,

presiunea din acumulator, presiunea din colectorul de admisiune și determină durata cât acul injectorului trebuie să fie ridicat pentru a fi injectată cantitatea necesară de combustibil.

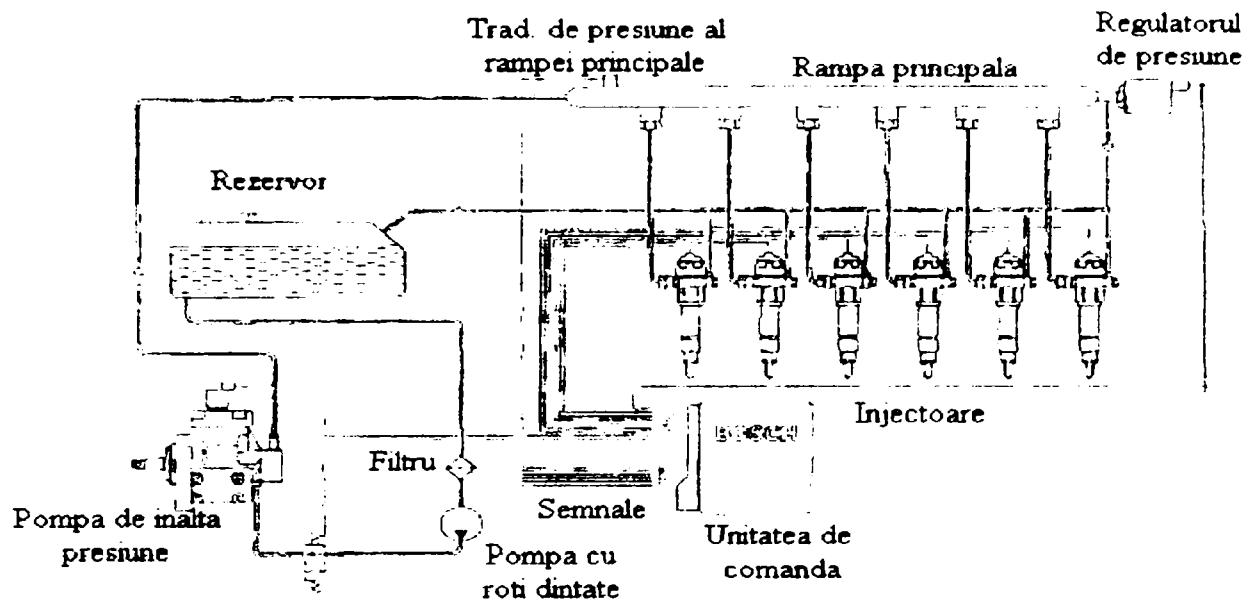


Figura 4.5.: Sistemul acumulativ Common Rail [6]

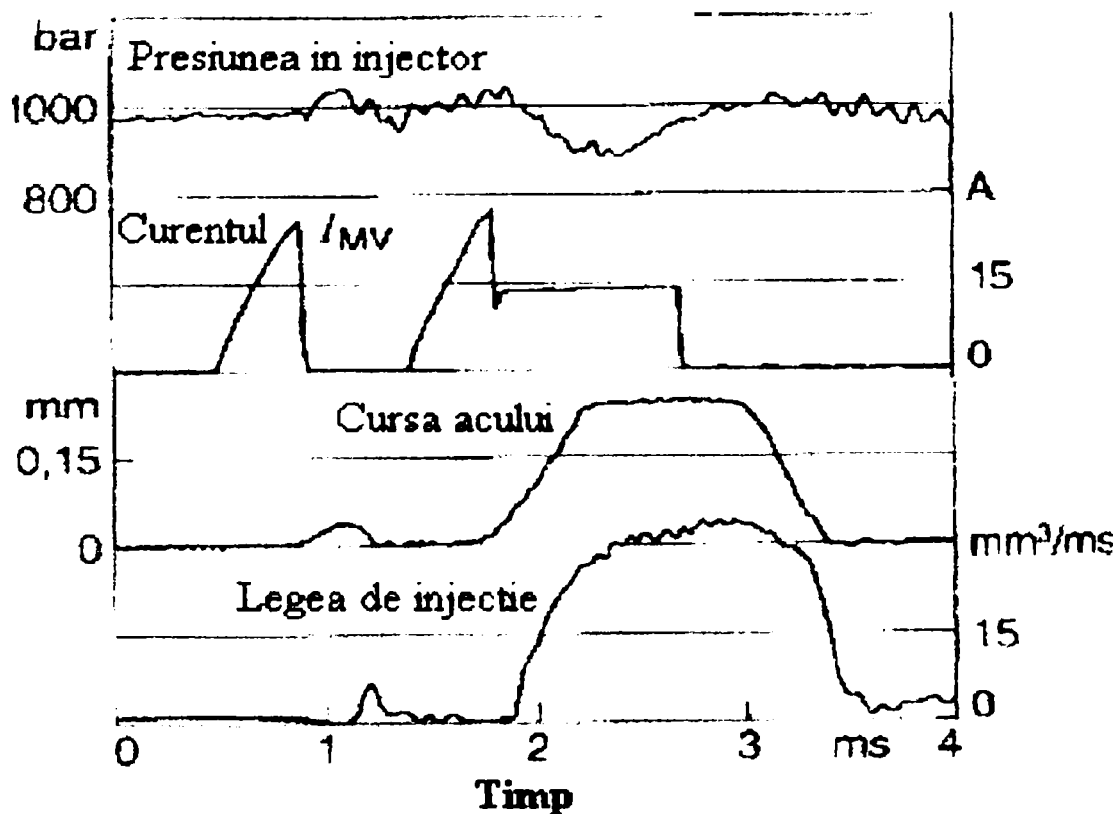


Figura 4.6.: Parametrii sistemului acumulativ Common rail [6]

În figura 4.6. sînt prezentați principalii parametri ai sistemului acumulativ Common Rail, presiunea în injector, curentul din bobinajul electromagnetului de comandă, cursa acului, durata cât acul este ridicat și legea de inecție.

Prin aplicarea sistemului prezentat, pe lângă presiuni înalte de inecție se poate comanda și inecția pilot a unei mici cantități de combustibil. Pe această cale se reduce gradul de fum și zgomotul motorului [6].

4.4.SISTEMUL POMPĂ INECȚOR HIDRO-ELECTRONIC

Firma Caterpillar a dezvoltat un sistem pompă inecțor cu comandă hidro-electronică HEUI (hydraulic electronic unit injection). Acestui sistem i-au precedat sistemul EUI (electronic unit injection) cu control electronic și sistemul UI (unit injection) cu pompă inecțor cu comandă mecanică.

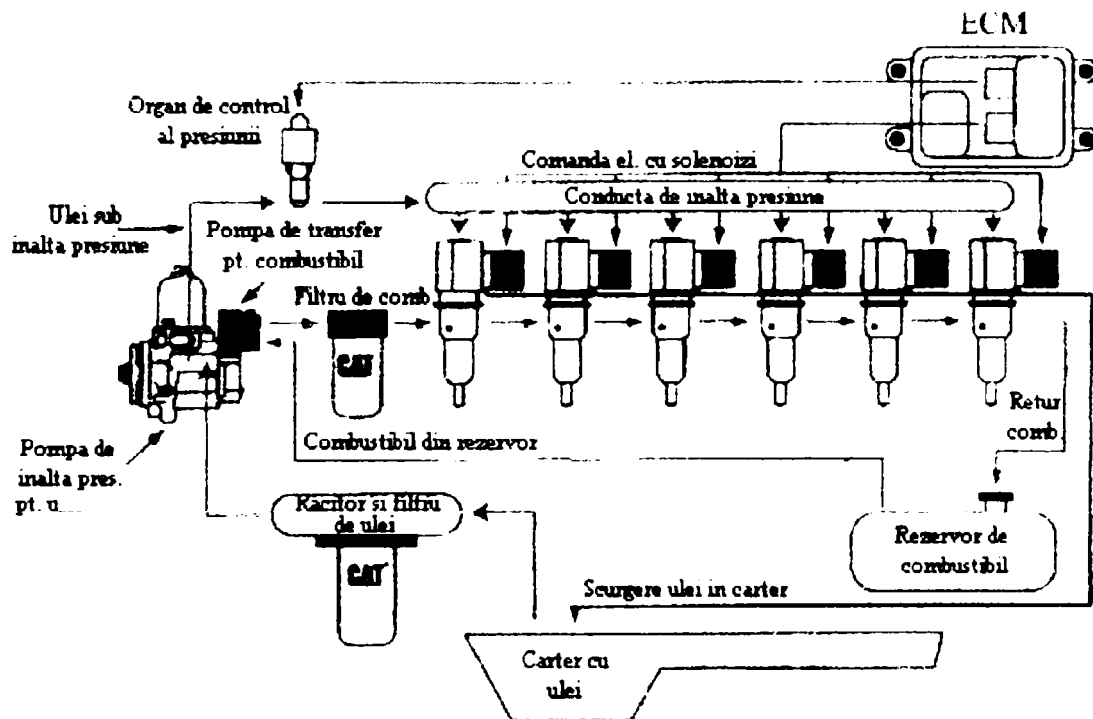


Figura 4.7.: Sistemul hidro-electronic HEUI al firmei Caterpillar [32]

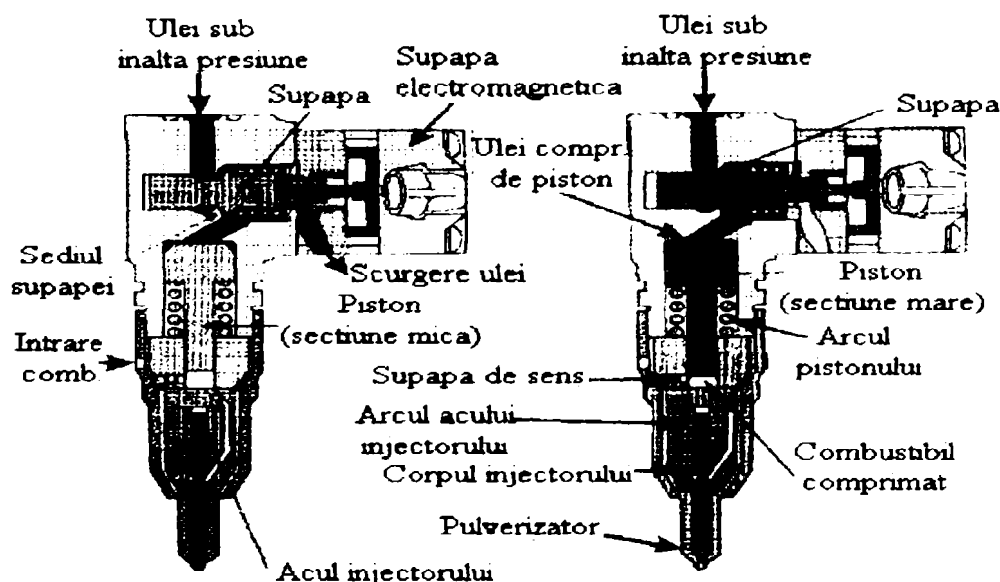


Figura 4.8.: Inecțorul cu comandă hidro-electronică HEUI al firmei Caterpillar [32]

În cazul sistemului de inecție HEUI al firmei Caterpillar pompa de transfer aspiră combustibilul din rezervor și îl transferă printr-un filtru și o supapă de sens unic în spațiul de sub pistonul injectorului. Din rezervorul de ulei, pompa de ulei de înaltă presiune aspiră uleiul printr-un răcitor și un filtru și-l trimite la înaltă presiune printr-o supapă de control a presiunii în conducta de ulei de înaltă presiune care este racordată la fiecare pompă injector a motorului. Presiunea necesară din conducta de ulei de înaltă presiune este prescrisă de modulul electronic de control (ECM), ea putînd varia între 40 și 225 bar [32] dependent de regimul de funcționare al motorului. Acest sistem de inecție a combustibilului diesel funcționează fără arbore cu came.

Modulul electronic de control determină durata de deschidere a supapei electromagnetice în funcție de parametri obținuți de la diverși traductori (turație, poziția punctului mort interior, poziția cremalierii de comandă, presiunea din conducta de ulei de înaltă presiune, presiunea din colectorul de evacuare, temperatura uleiului, presiunea și temperatura ambiantă). Cînd solenoidul supapei electromagnetice deplasează supapa de pe sediul ei, uleiul din conducta de înaltă presiune acționează asupra suprafeței mai mari a pistonului din pompa injector. Pistonul (de diametru mic) din spațiul de sub pistonul mare trimite combustibilul comprimat în zona de sub acul injectorului. Cînd presiunea combustibilului învinge forța arcului, acul injectorului se ridică de pe sediul său și, prin pulverizator, combustibilul este injectat în camera de ardere. Supapa de sens împiedică deplasarea combustibilului de înaltă presiune din spațiul de dedesubtul pistonului mare în magistrala de combustibil. Pistonul mărește de șase pînă la șapte ori presiunea cu care uleiul din conducta de înaltă presiune acționează asupra diametrului mare al pistonului, astfel presiunea de inecție crește de la 230 la 1450 bar. [33]. La încetarea comenzii electrice, arcul supapei readuce supapa pe sediu, astfel încît circuitul uleiului este „tăiat“ brusc, acțiunea acestuia asupra pistonului pompei injector încetează, pistonul se oprește și întrerupe inecția combustibilului. Cantitatea de combustibil injectată depinde de durata cît electromagnetul este activ, adică de cursa utilă cu care se deplasează pistonul pe perioada inecției.

4.5.SISTEMUL CUMMINS DE INECȚIE

Compania Cummins este unul dintre cei mai mari producători mondiali independenți de motoare diesel, utilizînd un sistem propriu original de inecție directă pentru gama motoarelor cu capacități cilindrice totale de 10 dm³ și mai mult. Sistemele PT pe care firma le utilizează din anul 1955 prezintă avantaje economice și funcționale certe, confirmate prin îndelungata utilizare a sistemului specificat. În figura 4.9. se prezintă un sistem de inecție a combustibilului diesel de tip Cummins PT.

Înainte sistemului PT firma utiliza pentru motoarele proprii tot sisteme de inecție directă, dar care erau compuse din pompa injector, pompe dozatoare de presiune scăzută și distribuitor [34].

Presiunile de inecție asigurate de sistemul PT sînt mult mai mari decît la sistemele pompă-conductă-injector. În literatura de specialitate se afirmă că presiunile de inecție sînt de 1300-1500 bar. [12],[35]. Presiuni atît de înalte se obțin prin acționarea mecanică a acului piston al pompei injector, care injectează direct combustibilul prin orificiile pulverizatorului.

În figura 4.9. se prezintă principalele elemente componente și legăturile dintre ele pentru un astfel de sistem.

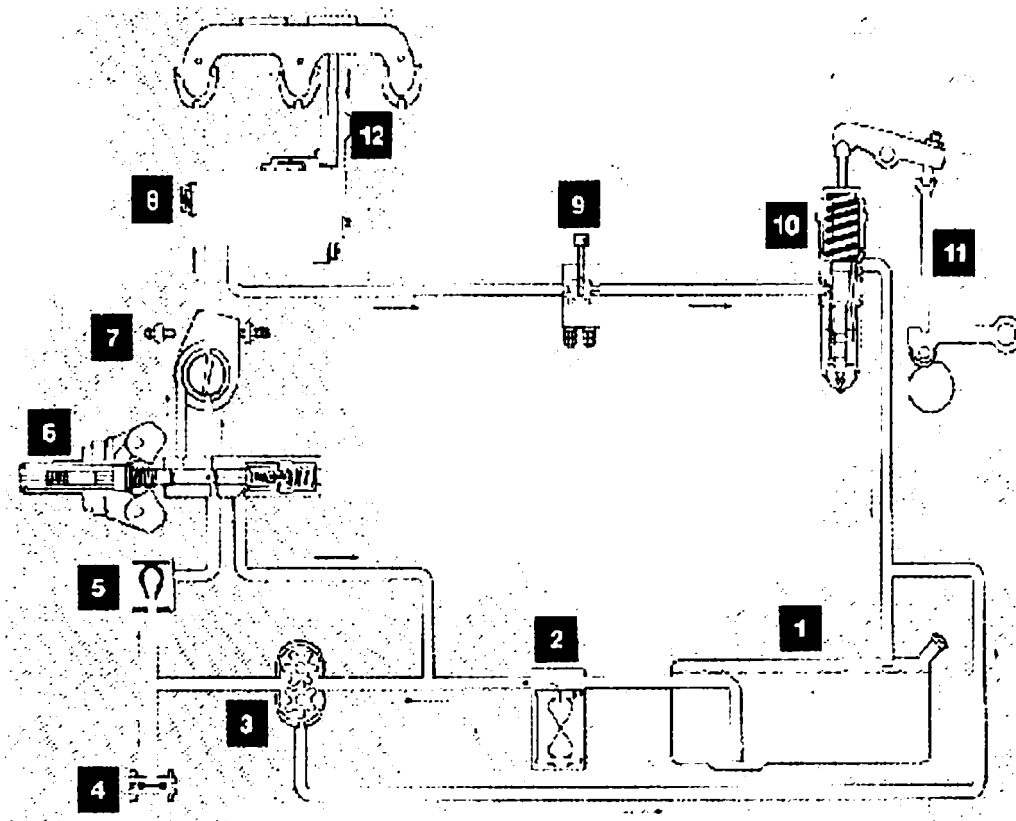


Figura 4.9.: Sistem de inecție pentru combustibil diesel tip Cummins PT [36]

1- rezervor de combustibil; 2- filtru de combustibil; 3- pompă cu roți dințate; 4; amortizor al oscilațiilor de presiune; 5- filtru magnetic; 6- regulator de presiune pentru ieșirea din pompa cu roți dințate, pentru turația minimă și maximă; 7- limitator de turație; 8- supapă de corectare a amestecului (AFC- air fuel control); 9- supapă de oprire a motorului; 10- pompa injector; 11- mecanism de acționare a acului- piston al injectorului: ax cu came, tijă împingător, culbutor; 12- conducta de depresiune pentru reglajul amestecului.

În componența instalației de alimentare intră pozițiile 3,4,5,6,7,8 și 9 iar poziția 12 este o componentă a motorului.

Volumul de combustibil care intră în pompa injector și care mai târziu va fi injectat V_C cicl. este dat de relația:

$$V_{C\text{cicl.}} = \mu_{ou} A_{ou} \sqrt{\frac{2}{\rho_c} \Delta p} \times t_u \quad (4.1)$$

unde:

μ_{ou} - coeficientul de debit prin orificiul de umplere al pompei injector;

A_o - suprafața secțiunii orificiului de umplere al pompei injector,

ρ_c - densitatea combustibilului;

t_u - timpul de umplere cu combustibil a pompei injector;

$\Delta p = p_c - p_p$ - diferența de presiune dintre amonte și avalul orificiului de umplere al pompei injector;

p_c - presiunea de alimentare cu combustibil a pompei injector;

p_p - presiunea din avalul orificiului de umplere al pompei injector.

Se consideră că μ_{ou} , și A_{ou} sînt mărimi constante, în acest caz:

$$V_{C_{cicl.}} = \sqrt{p_c - p_p} \times t_u \quad (4.2.)$$

pentru $V_{C_{cicl.}} = \text{constant}$, rezultă :

$$\sqrt{p_c - p_p} \times t_u = \text{const.} \quad (4.3.)$$

În măsura în care presiunea p_p se poate neglija, avînd în vedere că presiunea din pompă este mai mică decît presiunea de alimentare, din expresia (4.3.) rezultă că pentru a menține constantă doza de combustibil introdusă în pompă pe ciclu este necesar ca produsul dintre radicalul presiunii de încărcare a pompei și durata încărcării să fie constant. Din această condiție rezultă inițialele PT (presiune-timp) care identifică tipul sistemului pompă injector.

Dacă durata încărcării pompei injector se exprimă în valori unghiulare ale axului cu came, rezultă :

$$t_u = \varphi_{cu} / 3n \quad (4.4.)$$

unde

n - numărul de rotații ale axului cu came;

φ_{cu} - unghiul de umplere a pompei injector, care este fixat prin profilul camei.

Înlocuind în (4.3.) rezultă :

$$p_c = \text{const.} \cdot n^2 \quad (4.5.)$$

Această condiție trebuie îndeplinită de sistemul de inecție PT. Dacă sarcina motorului este constantă, la o poziție dată a regulatorului, pentru modificarea turației axului cu came, este necesar ca presiunea de alimentare a pompei injector să fie proporțională cu pătratul turației axului cu came.

4.5.1. Controlul inecției

Pompa cu roți dințate aspiră combustibilul din rezervor prin filtru în pompa de combustibil. Din pompa cu roți dințate combustibilul trece prin componentele regulatorului combinat debit-presiune, prin supapa de reglare a amestecului, prin supapa de stop, după care ajunge la pompa injector.

O conductă (rampă, magistrală) comună aduce combustibilul la intrarea în pompele injector, realizînd presiuni identice de alimentare. Prin aceasta se asigură doze egale de combustibil și putere egală pe fiecare cilindru. Combustibilul traversează apoi pompa injector, o parte asigurîndu-i încărcarea, iar restul realizînd răcirea și ungerea componentelor în mișcare relativă. Ajuns în spațiul de sub acul piston, combustibilul emulsionează cu aerul și produse ale

arderii, care ajung aici din cilindrul motorului prin orificiile pulverizatorului. Combustibilul în exces se reîntoarce printr-o conductă de retur în rezervor.

Cantitatea de combustibil injectată de fiecare pompă-injector în parte depinde de presiunea și durata în timp a umplerii (sistem PT), presiunea de umplere fiind dictată exclusiv de pompa de combustibil, care este independentă de sincronizarea unghiulară a axului cu came al motorului.

Mecanismul de acționare a pompei injector, care constă din axul cu came, tchet (rolă), tijă împingător (în unele situații) și culbutori, este sincronizat cu fazele de funcționare ale motorului și comandă corespunzător procesul de inecție, determinând începutul și sfârșitul acesteia în corelație cu regimul de lucru al motorului.

Regulatorul, asupra căruia acționează comanda motorului, modifică cantitatea de combustibil injectată în funcție de sarcina motorului.

4.5.2. Instalația de joasă presiune

Deoarece presiunea înaltă de inecție se realizează de însăși pompa injector, pompa PT de alimentare trebuie să asigure o presiune de umplere (de transfer) relativ scăzută pentru pompa injector. Presiunile din rampele de alimentare ale sistemului PT sînt cuprinse uzual între 18-40 bar, deci evident mai scăzute decît presiunile care se transmit prin conductele de înaltă presiune ale sistemelor de inecție clasice pompă-conductă-injector [36].

4.5.3. Pompa injector Cummins PT

Presiunea combustibilului la intrarea în orificiul de umplere și durata cît acesta este deschis depind de turația axului cu came al motorului și de poziția regulatorului de turație, determinînd astfel cantitatea de combustibil cu care se încarcă spațiul de sub acul pompei injector. Prin deplasarea acului pompei injector în cursa descendentă, combustibilul este injectat nemijlocit în cilindru.

La pompele-injector Cummins PT, combustibilul pătrunde printr-un orificiu calibrat (poziția 5 din figura 4.10). Combustibilul intră în injector sub presiunea asigurată de pompa de combustibil. Surplusul de combustibil se întoarce în rezervor. Orificiile calibrate de intrare în pompa injector trebuie dimensionate astfel încît să se realizeze o egalizare perfectă a funcționării tuturor pompelor injector care echipează un motor policilindric, iar aceasta se realizează în fazele finale utilizînd dispozitive speciale de calibrare.

Pentru ca în pompa injector să se formeze un amestec emulsionat de combustibil și aer, combustibilul se încarcă în spațiul de sub conul mai mare al acului în volumul „A” marcat în figura 4.11, pe durata aspirației și parțial a comprimării, situație prezentată în figura 4.12. La sfârșitul timpului de evacuare și începutul aspirației, cînd acul pompei injector se ridică, prin orificiile pulverizatorului pătrund gaze, produse ale arderii și aer, care mai tîrziu emulsionează cu combustibilul. De asemenea, în faza inițială a timpului de comprimare, aerul cald continuă să pătrundă în pompa injector prin orificiile pulverizatorului, intensificînd emulsionarea combustibilului aflat deja sub acul injector. Acul injector începe comprimarea combustibilului (cursa descendentă) înainte de sfârșitul timpului de comprimare. Inecția însă nu începe pînă ce

presiunea amestecului emulsionat de combustibil, produse de ardere și aer aflat sub acul injector nu devine mai mare decât presiunea din cilindrul motor.

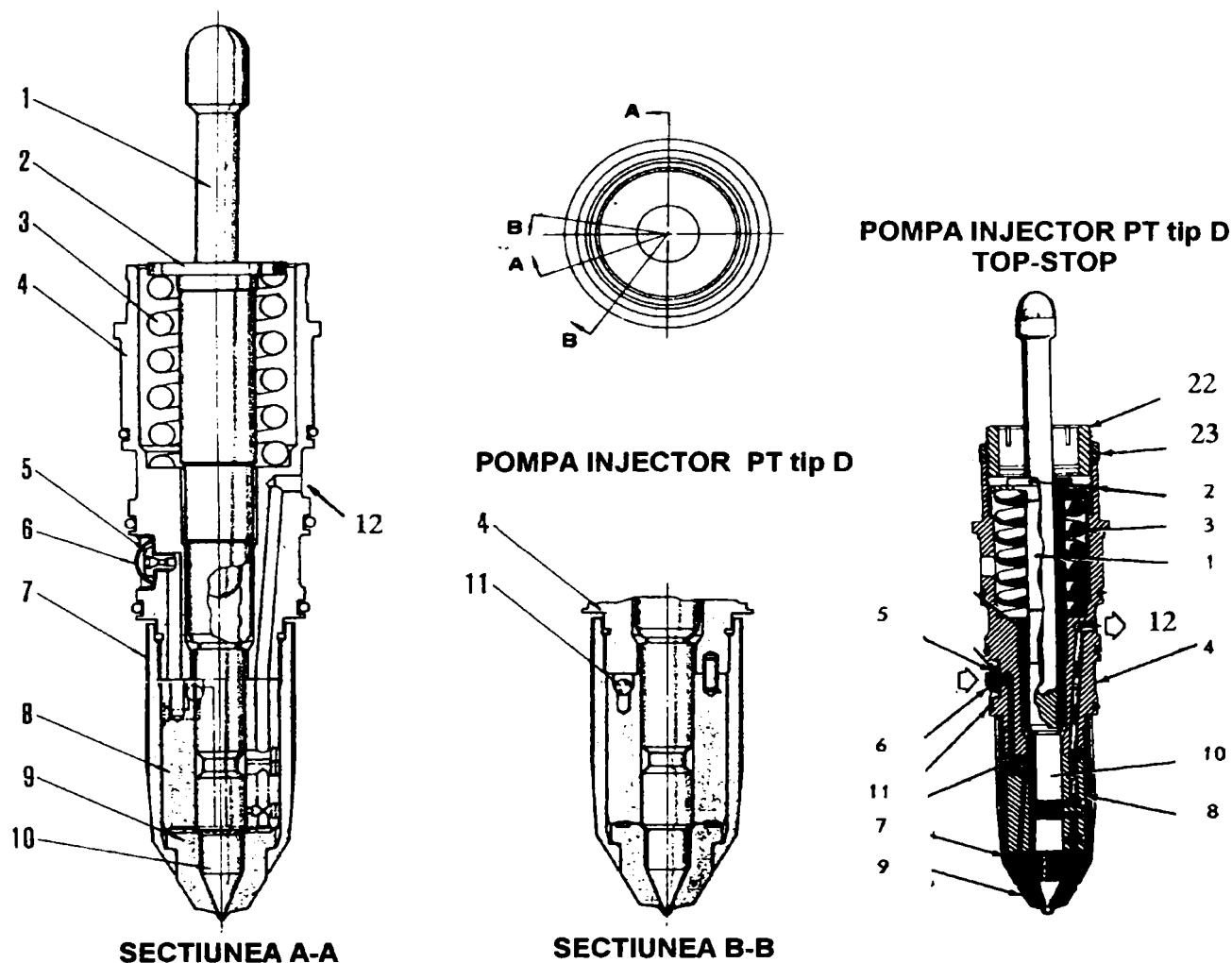


Figura 4.10 : Pompa injector Cummins PT (tip D) [37]

1- tija pompei injector; 2- ghidajul acului; 3- arc; 4- adaptor; 5- orificiu calibrat de încărcare; 6- rețea filtrantă cu asigurare; 7- suport; 8- corp cilindric; 9- pulverizator; 10- acul pompei injector; 11- bila; 12- orificiu de ieșire a combustibilului în surplus.

4.5.4. Principiul de funcționare a pompei injector Cummins PT cu încărcare directă

Principiul și fazele de lucru ale acestui tip de pompă-injector sînt prezentate în figura 4.11.

a) Acul pompei injector se află în poziția cea mai de jos sprijinit practic pe sediul său conic din pulverizator (figura 4.11.a).

Combustibilul pătrunde prin orificiul calibrat, (figura 4.10), poziția 5, intră (figura 4.11.a) pe sub bila 11, curge prin canalul de intrare în corpul pompei 13, pînă la orificiul de admisiune 14, unde umple spațiul din jurul acului pompei injector 10, după care prin orificiile 17 și 18 curge în canalul de retur din corpul pompei 16, de unde se întoarce în rezervor. Orificiul de umplere 15 este închis.

b) Acul pompei injector se deplasează ascendent (figura 4.11.b)

În timpul deplasării acului în sens ascendent, la un moment dat orificiul de admisiune 14 este închis. În acel moment curgerea combustibilului prin pompa injector este întreruptă, producând un șoc hidraulic (lovitură de berbec) în canalul de intrare 13. Deoarece șocul hidraulic conduce la formarea undelor de presiune în canalul de intrare, este necesar ca orificiul de umplere să fie închis pînă ce undele de presiune se atenuază. Bila 11 închide canalul de intrare și oprește propagarea undelor de presiune în amonte pompei injector. În caz contrar, umplerea pompei injector sub o presiune pulsatoare ar putea conduce la condiții de stare diferite pentru combustibilul admis, iar aceste diferențe pot provoca umpleri neuniforme pentru pompele injector ale motoarelor policilindrice. Acest fapt ar determina neuniformitatea dozelor injectate și deci o funcționare neuniformă a motorului.

În timpul acestei faze, deplasarea ascensională a acului pompei injector, din cauza creșterii de volum și scăderii presiunii din spațiul de deasupra acului, provoacă aspirarea unei cantități de gaze, produse ale arderii, existente în acel moment în cilindru. Începerea mișcării ascensionale a acului de pe sediul conic are loc la sfîrșitul fazei de evacuare, după cum se observă în figura 4.12.

c) Umplerea spațiului de deasupra acului pompei injector cu combustibil (figura 4.11.c)

Acul pompei injector a deschis orificiul de umplere poziția 15. În prima fază se umple camera A de deasupra conului mare al acului. Pentru doze de inecție mici, volumul camerei A este umplut complet sau parțial cu combustibil. Pentru doze mari de combustibil injectate care depășesc volumul camerei A, o parte din combustibil pătrunde și în camera B, unde emulsionează cu produsele de ardere și aerul existent.

d) Închiderea orificiului de umplere și întreruperea circulației combustibilului prin pompa-injector (figura 4.11.d)

Cînd acul pompei injector pornește în cursa descendentă sub acțiunea camei, se realizează oprirea bruscă a curgerii în canalul 13. Consecința acestei închideri bruște este formarea unui șoc hidraulic (lovitură de berbec) generator de unde de presiune. Pentru a se împiedica propagarea undelor de presiune în circuitul de alimentare, la începutul canalului de intrare se află o supapă de sens unic cu bilă, care închide calea întoarcerii combustibilului spre pompa de alimentare. Simultan, din același motiv este închis și orificiul 14.

e) Acul pompei injector începe deplasarea descendentă, dar orificiul de umplere este închis (figura 4.11.e)

În timpul deplasării descendente a acului pompei injector, în prima fază combustibilul din camera A curge în camera B, suferind o laminare puternică. În același timp, din cauza presiunii mari, o mică parte din aerul comprimat și încălzit din cilindru pătrunde prin orificiile pulverizatorului în volumul B unde împreună cu aerul și produsele de ardere existente deja emulsionează combustibilul.

f) Inecția combustibilului (figura 4.11.f)

Cînd volumul combustibilului de sub acul pompei injector devine egal cu volumul dozei de combustibil ce trebuie injectat, începe inecția prin orificiile pulverizatorului simultan cu o creștere importantă a presiunii acestuia. Practic, deoarece se injectează o emulsie de combustibil, aer și gaze de ardere, inecția începe ceva mai devreme. Întrucît acul continuă

deplasarea descendentă, el forțează emulsia de combustibil, aer și gaze de ardere să treacă sub foarte înaltă presiune prin orificiile pulverizatorului. Injecția se realizează sub formă de jeturi multiple cu picături extrem de fine, ceea ce determină o ardere completă în cilindrul motorului. Calitatea ridicată a arderii este conferită, pe lângă presiunea înaltă de injecție, și de aerul și produsele de ardere ce emulsionează combustibilul, îmbunătățind procesul de pulverizare și formare a amestecului.

La momentul corespunzător acul pompei injector deschide orificiul 14. În canalul de intrare 13 se realizează descărcarea bruscă a presiunii, bila supapei se ridică și se restabilește circulația combustibilului prin pompa injector.

În momentul când acul se sprijină pe sediul său conic injecția este încheiată. Atingerea poziției inferioare limită a acului este determinată cinematic de axul cu came. Dacă se neglijează deformarea elastică a corpului acului din timpul injecției, acul se va așeza pe sediul conic întotdeauna la aceeași poziție unghiulară a axului cu came. În această situație finalul procesului de injecție este în permanență același, iar începutul injecției este variabil.

Deoarece volumul de combustibil de deasupra acului pompei injector este redus atunci când motorul funcționează la sarcini parțiale, acul vine în contact cu combustibilul mai târziu decât atunci când sub ac se află volumul de combustibil necesar funcționării la sarcină plină. În consecință, rezultă o reducere automată a avansului injecției cu reducerea sarcinii și o creștere a avansului la creșterea sarcinii.

Dacă din cauza presiunilor extrem de ridicate din spațiul dedesubtul conului mare al pompei injector o parte din combustibil „se scurge“ prin suprafața de contact dintre pulverizator și corpul pompei, acesta ajunge în inelul de colectare 20 și prin orificiul 19 este dirijat în canalul de retur 16.

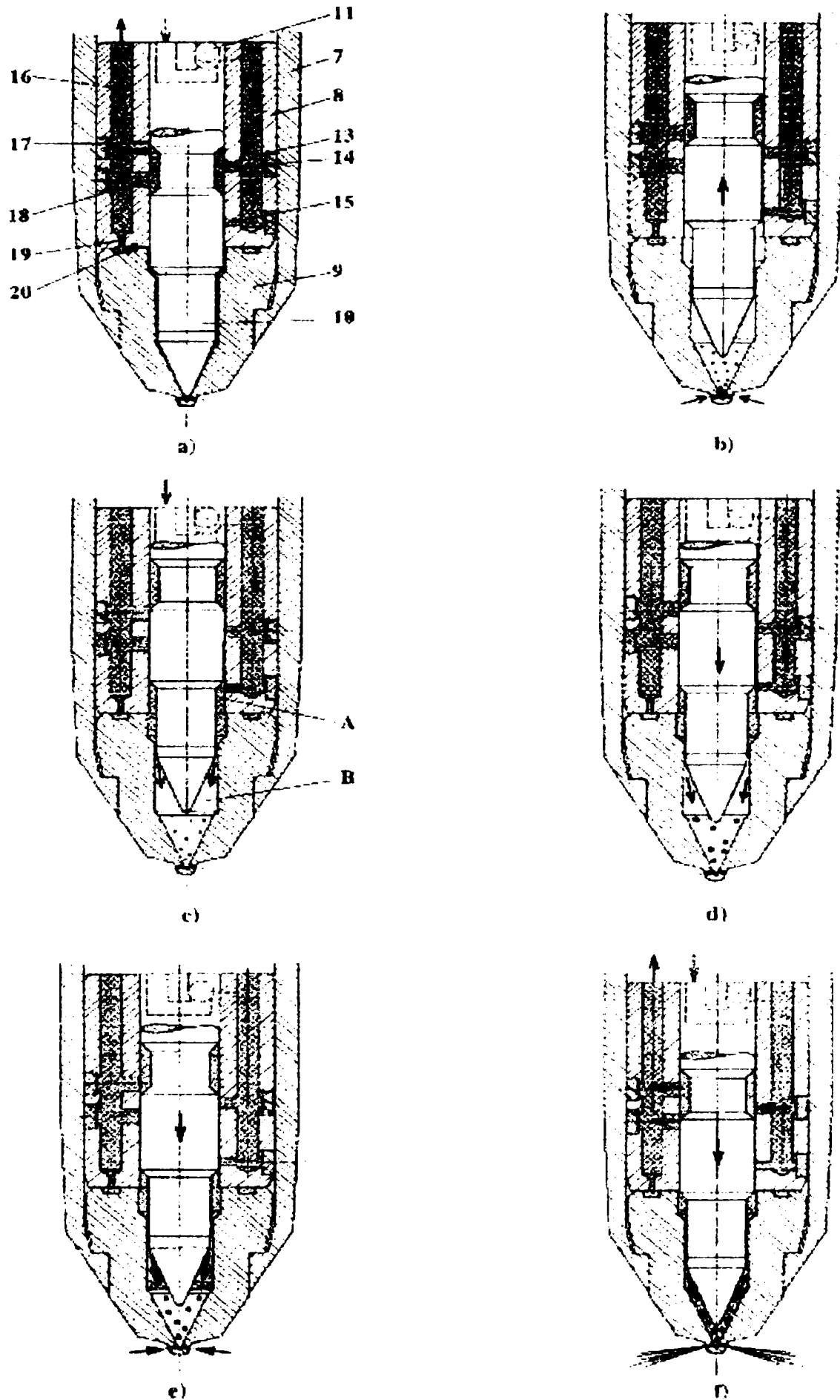


Figura 4.11.: Principiul de funcționare al pompei injector cu injecție directă tip Cummins PT

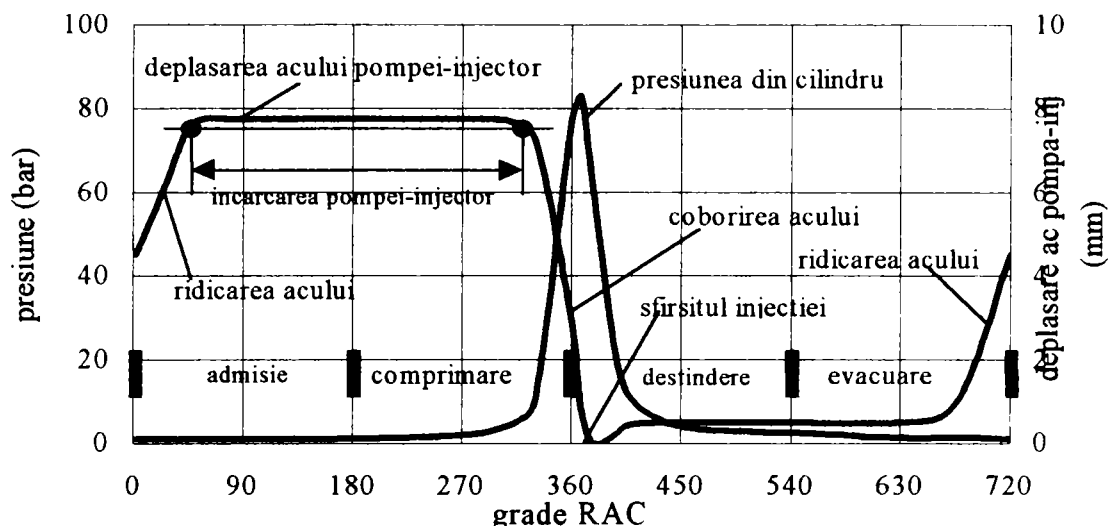


Figura 4.12.: Deplasarea acului pompei injector și evoluția presiunii în cilindrul motorului

4.5.5. Pompa injector Cummins varianta standard PT (tip D)

În cazul pompei injector standard (tip D) combustibilul pătrunde în pompă prin canalul 13 (figura 4.13), trece prin colectorul inelar 20, de unde intră mai departe în pulverizator și în corpul pompei. Din colectorul inelar, combustibilul intră în spațiul de desubtul acului când orificiul de umplere este deschis sau prin canalul de retur, spațiul inelar de pe ac și canalul 16 iese la retur. Prin circularea combustibilului prin inelul colector 20, se obține o mai bună răcire a pulverizatorului și a corpului pompei injector, comparativ cu pompa injector cu umplere directă, dar față de aceasta, pompa injector standard are pierderi hidraulice la umplere mai mari. Din cauza rezistențelor hidraulice mărite, aceste pompe injector se utilizează la motoare cu doză ciclică mai mică de combustibil.

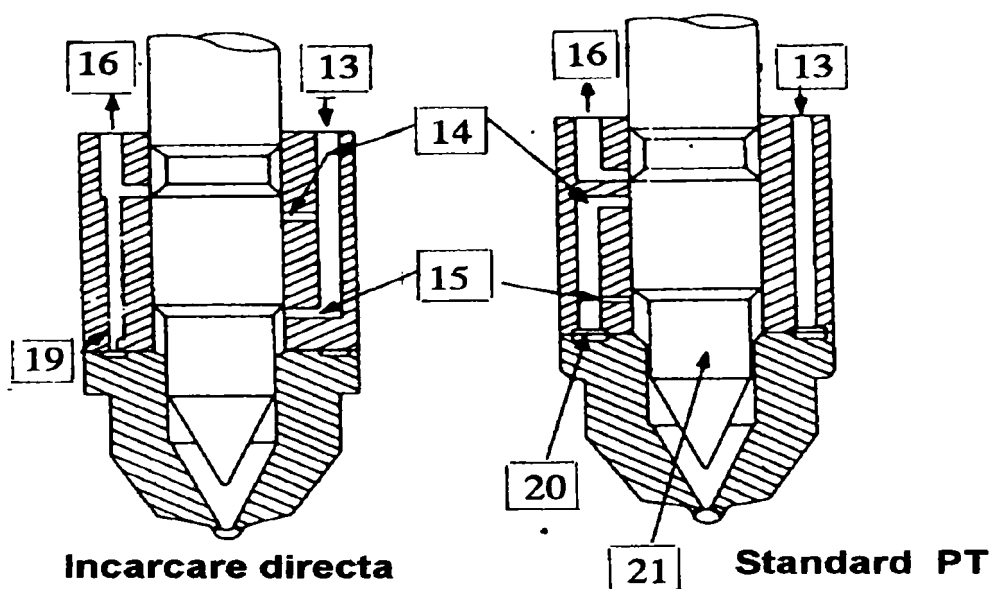


Figura 4.13.: Comparație între pompa injector cu umplere directă și pompa injector standard PT (tip D) [37]

13- canal de intrare în corpul pompei; 14- orificiu de recirculare a combustibilului; 15- orificiu de umplere; 16- canal de retur al pompei injector; 19- canal de legătură; 20- canal colector circular; 21- diametrul mic al acului.

4.5.6. Pompa injector Cummins varianta PT Top-Stop (tip D)

„Top-Stop“ este denumirea originală a pompei injector Cummins la care acul se oprește la deplasarea ascendentă într-un punct exact determinat. În acest scop tachelul rolă al mecanismului de antrenare a acului pompei injector nu este în permanență în contact cu cama, fapt ce duce la reducerea semnificativă a frecărilor din mecanism. Elementele componente ale variantei „Top-Stop“ sînt aceleași ca și la varianta standard PT (tip D), în afară de adaptor, care diferă prin faptul că în partea inferioară are la capăt un filet. Pompa injector „Top-Stop“ este prevăzută cu un suport de arc, precum și cu un sistem reglabil de asigurare a suportului (pozițiile 22 și 23 din figura 4.10).

4.5.7. Pompa de alimentare cu combustibil Cummins PT

Pompa de alimentare cu combustibil Cummins PT permite adaptări pentru diverse variante de exploatare, astfel că o pompă „de bază“ poate fi adaptată să realizeze un spectru larg de regimuri de funcționare a motorului. Funcția de bază a pompei de alimentare este să asigure presiunea necesară de combustibil la intrarea în pompa injector. De regulă, se utilizează pompe cu roți dințate.

4.5.8. Principalele elemente componente ale pompei de alimentare Cummins PT

Sursa de presiune și debit este pompa cu roți dințate. Ea conține o pereche de roți dințate antrenate de la arborele principal.

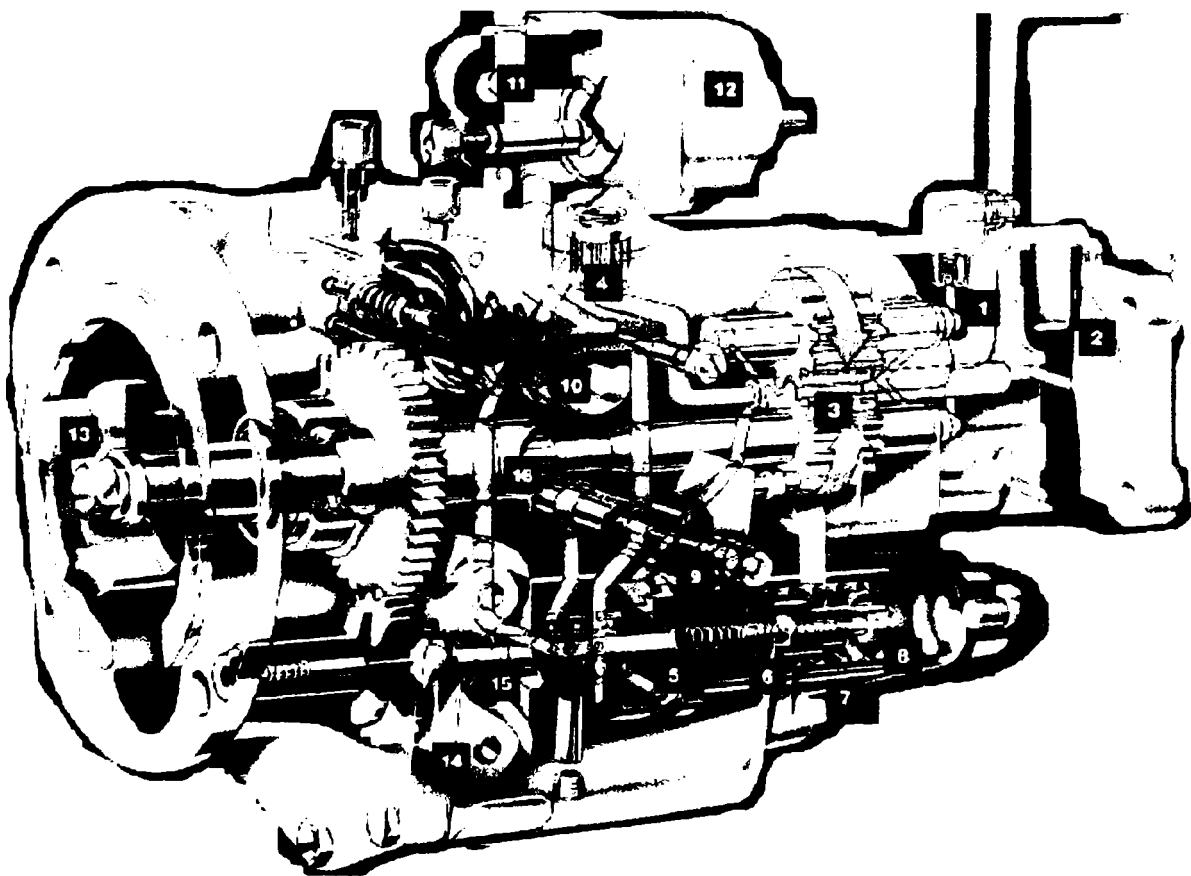


Figura 3.14: Pompa de alimentare cu combustibil Cummins PT [38]

1- admisiune combustibil; 2- amortizor de pulsații; 3- pompa cu roți dințate; 4- filtru; 5- pistonul regulatorului; 6- pistonul de mers în gol; 7- arcul mersului în gol; 8- șurub pentru reglarea mersului în gol; 9- regulatorul de turație; 10- supapă pentru corectarea compoziției amestecului; 11- conductele de combustibil spre pompele-injector; 12- supapă de oprire a motorului; 13- cuplaj de antrenare; 14- masele rotitoare ale regulatorului; 15- arcul corectorului; 16- arbore de antrenare.

Amortizorul de pulsații de presiune conține o membrană din oțel care atenuează pulsațiile de presiune din combustibilul antrenat de pompa cu roți dințate.

Regulatorul controlează presiunea de ieșire din pompa cu roți dințate, precum și turația minimă și maximă a motorului. Ca principiu, este un regulator centrifugal acționând un piston de comandă revăzut cu orificii și canale de descărcare axiale în pistonul de comandă. Combustibilul curge prin regulator când orificiile și canalele pistonului se află în poziție relativă corespunzătoare determinată de diferența dintre forța centrifugă și forța arcului. Funcționarea regulatorului este prezentată în figura 4.15. În funcție de destinația motorului, regulatorul poate fi pentru două regimuri (pentru motoare staționare) sau pentru mai multe regimuri.

Pompa cu roți dințate comunică prin canalele din corpul pompei de alimentare cu regulatorul. De la regulator pornesc trei canale. Când motorul funcționează la mersul în gol, combustibilul ajunge de la regulator prin canalul de mers în gol, în timp ce pentru celelalte regimuri regulatorul se conectează prin al doilea canal la regulatorul de turație. Prin canalul de scurt circuit (by-pass) regulatorul se conectează cu conducta de aspirație a pompei cu roți dințate.

Supapa de corectare a amestecului este de fapt o supapă suplimentară cu ajutorul căreia se limitează presiunea combustibilului în timpul accelerării motorului cu turbosupraalimentare. Ea este activată de presiunea din galeria de admisiune a motorului. În faza accelerării, turbosufianta reacționează mai târziu decât sistemul de alimentare cu combustibil. Dacă nu ar exista sistemul de reglare, cilindrii motorului ar fi alimentați cu amestec prea bogat, iar motorul ar funcționa cu fum. Supapa limitează presiunea combustibilului pînă ce turbosufianta realizează suprapresiunea necesară a aerului pentru arderea dozei de combustibil pe care regulatorul a prescris-o deja în funcție de turație.

Înteruperea funcționării motorului se efectuează cu ajutorul supapei „stop“, care blochează curgerea combustibilului în pompele-injector.

4.5.9. Fazele de funcționare ale pompei de alimentare PT cu regulatorul aferent

Fazele de lucru ale pompei de alimentare PT și ale regulatorului sînt prezentate în figura 4.15.

A - Poziția stop(figura 4.15 A) Pentru oprirea motorului, supapa electromagnetă de oprire poziția 12 în figura 4.15, nu este sub tensiune, deci trecerea combustibilului înspre pompele injector este blocată. Pompa lucrează în acest caz în regim de scurt-circuit (by-pass), pînă la oprirea completă a motorului comandată de contactul 17.

B - Pornire și mersul în gol (figura 4.15 B). Supapa electromagnetă 12 se deschide la punerea sub tensiune, pompa cu roți dințate 3 încarcă pistonul regulatorului 5. Regulatorul este antrenat de arborele principal al pompei de alimentare. La mersul în gol, forța dezvoltată de masele centrifugale 14 este mică, iar pistonul regulatorului 5 ocupă poziția A. Combustibilul pătrunde în pistonul regulatorului. De aici o parte trece prin canalul de mers în gol către pompele injector, iar restul trece către pistonul de mers în gol 6. Trecerea axială dintre pistonul regulator și pistonul de mers în gol este reglată de poziția pistonului de mers în gol 6, asupra căruia acționează arcul de mers în gol 7. Tesiunea arcului de mers în gol se poate modifica cu ajutorul șurubului 8. Umplerea pompelor injector se realizează prin canalul de mers în gol. La mersul în gol, combustibilul ocolește regulatorul de turație. Pistonul ajutător al regulatorului 18 sub acțiunea arcului corector la mersul în gol 19 menține pistonul regulatorului în poziția A. Combustibilul curge parțial către pompele injector, iar restul prin retur se întoarce în pompa cu roți dințate. Presiunea combustibilului pentru mersul în gol al motorului pe care trebuie să o realizeze pompa de alimentare, și prin aceasta turația de mers în gol, se reglează prin intermediul arcului de mers în gol 8.

C - Regimul normal de funcționare (figura 4.15 C). Robinetul cu cep 9, pe care îl comandă operatorul, este deschis și prin el curge combustibil. Acesta nu mai curge prin canalul de mers în gol. Poziția pistonului regulator 5 este determinată de echilibrul dintre forța centrifugă a maselor rotitoare ale regulatorului 14 și forța din arcul tensionat al corectorului 15, care a ajuns în contact cu cilindrul regulatorului 21. Pistonul de mers în gol 6 este apăsător până la capătul mufei mobile în care se află și se comprimă arcul turației maxime 20. Combustibilul trece parțial spre pompele injector, iar restul prin canalul de retur se întoarce în pompa cu roți dințate.

D - Reglarea (figura 4.15 D). Dacă partea mobilă a regulatorului sub acțiunea forțelor centrifuge începe să se deplaseze spre dreapta, simultan va începe să închidă parțial conducta care duce combustibilul la robinetul cu cep 9. Parte din combustibil trece înspre pompele injector, iar cealaltă parte iese prin conducta de scurt-circuit. Astfel se reduce presiunea în conducta de alimentare a pompelor injector.

E - Întreruperea debitului de combustibil către pompele injector (figura 4.15 E). În perioada acțiunii forțelor centrifugale ale maselor rotitoare, pistonul regulatorului se deplasează în dreapta și închide complet debitul de combustibil înspre pompele injector. Întregul debit de combustibil transmis de pompa cu roți dințate 3 este dirijat în conducta de retur. Deoarece conducta centrală din care se alimentează pompele injector nu mai primește combustibil, presiunea din aceasta scade, ceea ce conduce la reducerea turației motorului. În acest mod se realizează reglarea turației maxime a motorului.

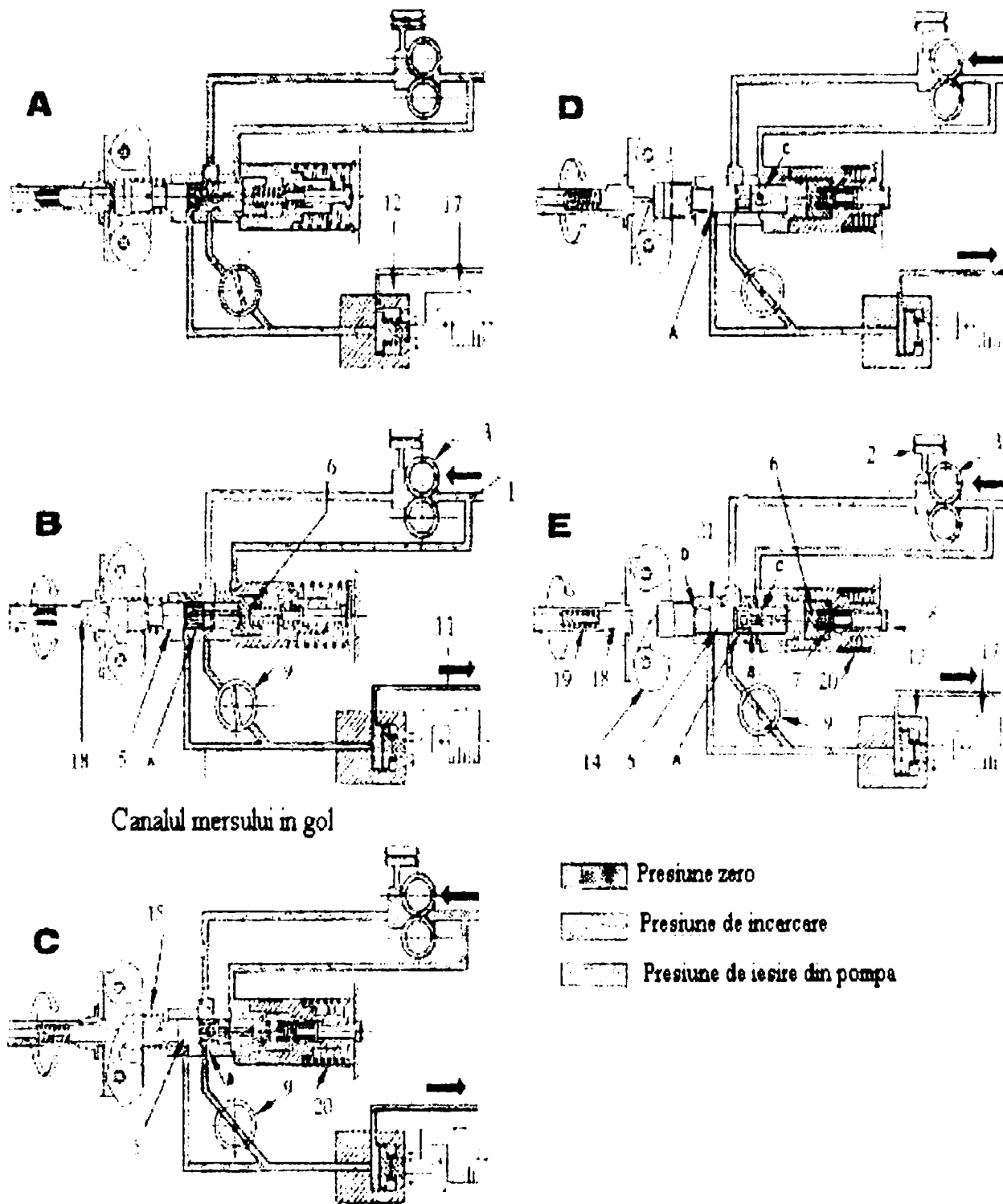


Figura 4.15.: Fazele funcționării pompei de alimentare Cummins PT și reglarea presiunii de ieșire din pompă [39]

1- intrarea combustibilului; 2- atenuator de vibrații; 3- pompa cu roți dințate; 5- pistonul regulatorului; 6- pistonul de mers în gol; 7- arcul de mers în gol; 8- șurub de reglare a mersului în gol; 9- robinet cu cep; 11- conductă către pompele injector; 12- supapa electromagnetă de stop; 14- mase rotitoare ale regulatorului; 15- arcul corectorului; 17- contacte electrice; 18- pistonul ajutător al regulatorului; 19- arcul corectorului de mers în gol; 20- acul turajiei maxime; 21- cilindrul regulatorului.

4.6.POMPĂ INJECTOR CU COMANDĂ ELECTRONICĂ

Pompa injector cu comandă electronică este un sistem similar cu sistemul clasic, dar la care acționarea acului piston se face controlat electronic. Diferența esențială între pompa injector cu comandă electronică, prezentată în figura 4.16 și pompa injector mecanică, prezentată în figura 4.2, constă în solenoidul care acționează asupra supapei de reglare a cantității injectate de combustibil care înlocuiește orificiile superior și inferior, canalele circulare și tija de comandă.

Principiul de funcționare este prezentat în figurile 4.16.1, până la 4.16.4.

Figura 4.16.1. Pistonul pompei injector este în repaus. Sistemul se află sub presiunea pompei de alimentare. Combustibilul se încarcă în pompa injector prin orificiul 7, curge prin pompa injector sub acțiunea presiunii pompei de alimentare pentru că supapa de reglare 3 este deschisă și iese prin orificiul 8. Spațiul cilindric în care se aduce combustibilul este deschis.

Figura 4.16.2. Pistonul pompei injector se deplasează și închide orificiul 7 de umplere a camerei 4. Combustibilul iese din spațiul cilindric al pompei injector sub presiunea creată de piston, deoarece supapa 3, comandată de solenoid, este deschisă.

Figura 4.11.3. Solenoidul a închis ventilul de reglare. Deplasarea pistonului provoacă o creștere de presiune care ridică acul pompei injector, iar combustibilul ajunge până la orificiile pulverizatorului. Când presiunea din pulverizator este mai mare decât presiunea din cilindrul motorului, începe inecția combustibilului.

Figura 4.11.4. Pistonul pompei injector continuă să se deplaseze. Solenoidul a deschis ventilul de reglare. În pulverizator scade presiunea, acul injectorului închide ferm orificiile pulverizatorului prin așezarea rapidă pe sediu și realizează astfel o bruscă întrerupere a inecției de combustibil. Combustibilul se scurge din pompa injector prin orificiul 8.

În spațiul de deșubtul pistonului pătrunde întotdeauna același volum de combustibil. Cantitatea de combustibil inecțată depinde de durata cât supapa de reglare este închisă.

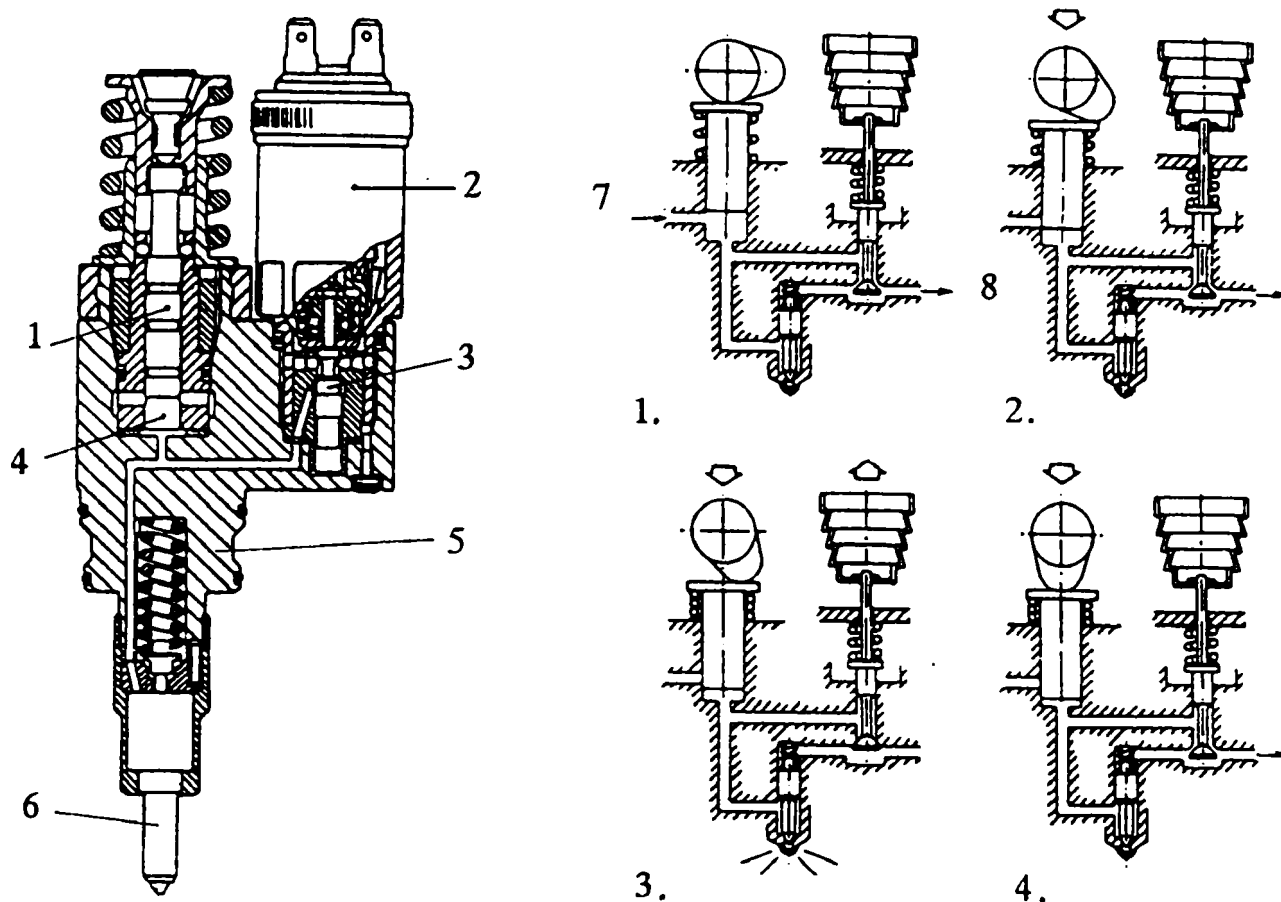


Figura 4.16 : Pompa injector cu comandă electronică și principiul de funcționare a solenoidului

1- pistonul pompei injector; 2- solenoidul; 3- supapa de reglare; 4- camer de umplere cu combustibil; 5- corpul pompei injector; 6- pulverizatorul pompei injector; 7-orificiul de încărcare; 8- orificiul de retur.

În pompa injector cu comandă electronică în spațiul cilindric de deșubtul pistonului pătrunde în permanență același volum de combustibil. Volumul injectat de combustibil îl determină timpul cât supapa de reglare este închisă. Unghiul de avans al inecției pilot se poate prescrie după cerințele impuse în momentul închiderii supapei, funcție de starea termică și regimul de lucru al motorului .

4.7.SISTEM ELECTRONIC DE CONTROL AL INECȚIEI DE COMBUSTIBIL DEZVOLTAT DE FIRMA CUMMINS

Firma Cummins a dezvoltat sistemul HPI pentru controlul electronic al inecției de combustibil, prezentat în figura 4.17.

Acest sistem de inecție a combustibililor diesel se utilizează în fabricarea motoarelor diesel ale firmei Cummins seria Q19. Procesorul acestui sistem controlează atât intalația de alimentare, cât și celelalte sisteme importante ale motorului. Aplicarea electronicii în acest sistem permite pe lângă funcția de control și comandă și funcția de diagnosticare a motorului. De asemenea, prin aplicarea acestui sistem motoarelor firmei Cummins a fost posibilă îndeplinirea fără probleme a normelor Euro 2. [40]

Acul piston injectează nemijlocit combustibilul în cilindrul motorului. Actuatorul, poziția C din figura 4.17, determină unghiul de avans al inecției astfel încât acul injector pornește mai devreme sau mai târziu inecția combustibilului, adică determină momentul în care acul injector este activ și deci inecțează combustibil. Din acest motiv acul injector este format din două părți. Culbutorul comprimă partea superioară a acului. Partea inferioară a acului injector care realizează inecția nemijlocit este activată de actuatorul C, comandat de modulul electronic de control A din figura 4.17. În acest mod se realizează modificarea unghiului de avans la inecție.

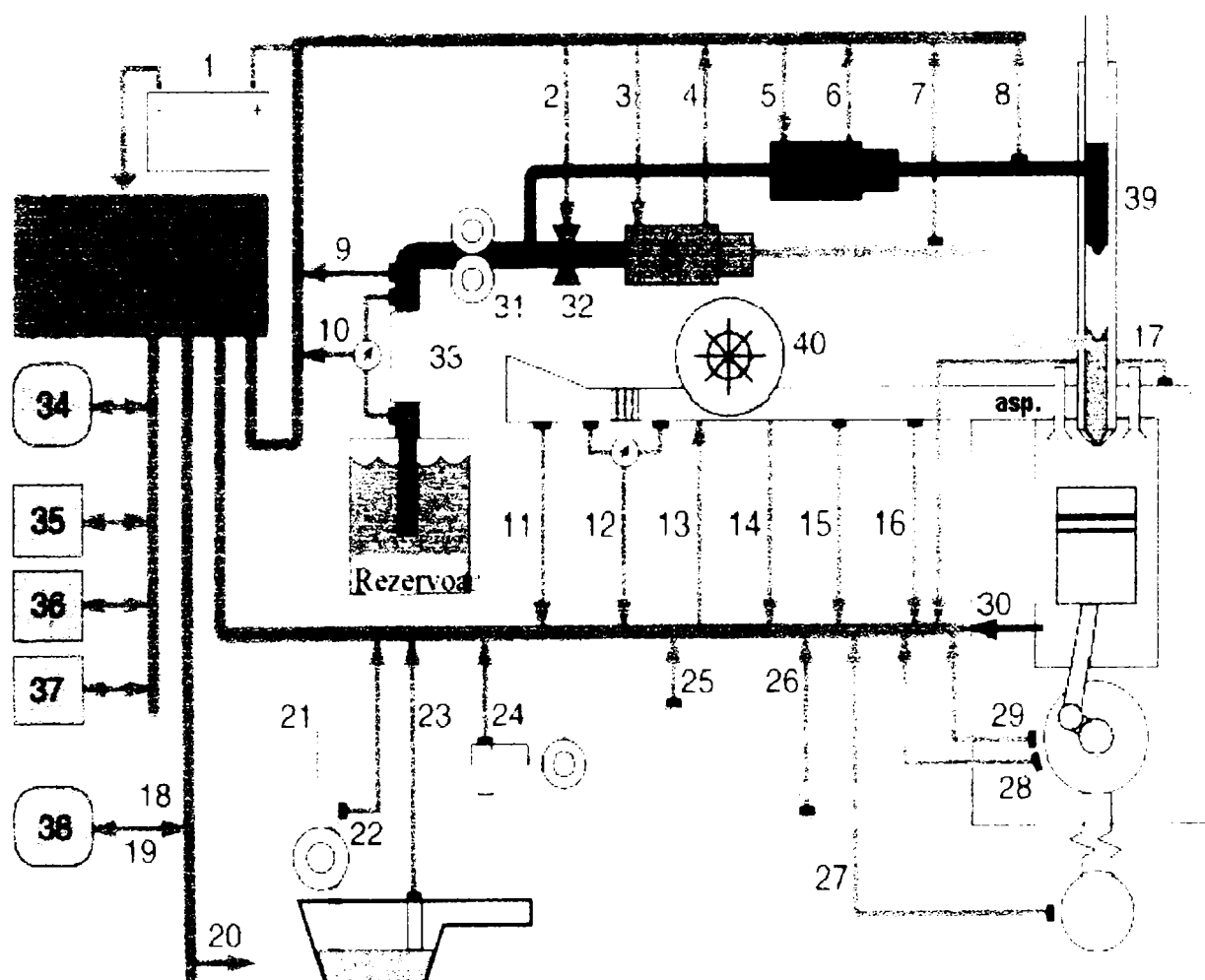


Figura 4.17.: Controlul electronic al cantității de combustibil inecțat [40]

A-modulul electronic de control; B- actuatorul pentru doza de combustibil; C- actuatorul pentru unghiul de avans al inecției; 1- bateria de acumulare 2- semnal pentru întreruperea alimentării; 3- semnal pentru dozarea combustibilului; 4- controlul dozării combustibilului; 5- semnal pentru momentul începerii inecției; 6- controlul momentului începutului inecției; 7- semnalul presiunii combustibilului care este dozat în pompă; 8- semnalul presiunii combustibilului care determină momentul începerii inecției; 9- semnalul temperaturii combustibilului; 10- semnalul căderii de presiune pe filtrul de combustibil; 11- semnalul presiunii barometrice; 12- semnalul căderii de presiune pe filtrul de aer; 13- reglarea presiunii de supraalimentare; 14- controlul presiunii de supraalimentare; 15- semnalul temperaturii din sistemul de admisiune; 16- semnalul presiunii din sistemul de admisiune; 17- semnalul temperaturii din sistemul de evacuare; 18 și 19- ieșirea datelor de control

diagnostic (SAE J1587 și SAE J1939); 20- ieșirea pentru sistemul Bosch 2; 21- filtru; 22- semnalul presiunii de ulei; 23- semnalul nivelului (cantității) de ulei; 24- semnalul nivelului lichidului de răcire; 25- semnalul presiunii lichidului de răcire; 26- semnalul temperaturii lichidului de răcire; 27- semnalul turației punții motoare; 28 și 29- semnalul PME și al turației motorului; 30- semnalul presiunii din carter; 31- pompa de combustibil; 32- supapă de întrerupere a alimentării cu combustibil; 33-filtrul de combustibil; 34 pînă la 38- semnale de diagnostic; 39- pompa injector; 40- turbosuflanta.

Pompa de combustibil poziția 31, prin filtrul de combustibil 33, aspiră combustibilul din rezervor și îl trimite în actuatorul de cantitate de combustibil, poziția B, care pe baza semnalului de la modulul electronic de control determină presiunea, de fapt cantitatea de combustibil ce pătrunde în pompa injector.

Modulul electronic de control primește semnale de la un set de traductoare care se află pe motor, despre care se poate afirma că gestionează complet funcționarea motorului.

Mecanismul de inecție(acul pompei injector, axul cu came, tija împingător, culbutorul) este menținut de la celelalte serii de pompe injector Cummins. Acest fapt reprezintă un avantaj deosebit al sistemului, deoarece permite fără complicații majore adaptarea parcului existent deja în exploatare la noua soluție de gestionare electronică.

5.0. MODELAREA MATEMATICĂ A FUNCȚIONĂRII POMPEI INJECTOR CUMMINS PT

În scopul analizei modului de lucru al pompei injector este necesară elaborarea unui model de funcționare. Principalele procese care se desfășoară în pompa injector pot fi descrise cu ajutorul unui sistem de ecuații, adică printr-un model matematic. Calitatea modelului matematic, ca și al oricărui alt model, este reflectată de modul în care acesta este imaginea cât mai fidelă a procesului real.

5.1. SISTEMUL CUMMINS DE INECȚIE

Specific sistemului PT de inecție a combustibilului promovat de firma Cummins este faptul că între acul injector al pompei injector și orificiile pulverizatorului nu există conducte sau supape. Comprimarea și inecția combustibilului este efectuată nemijlocit de acul pompei injector. În figura 5.1, se prezintă sistemul PT de inecție al firmei Cummins.

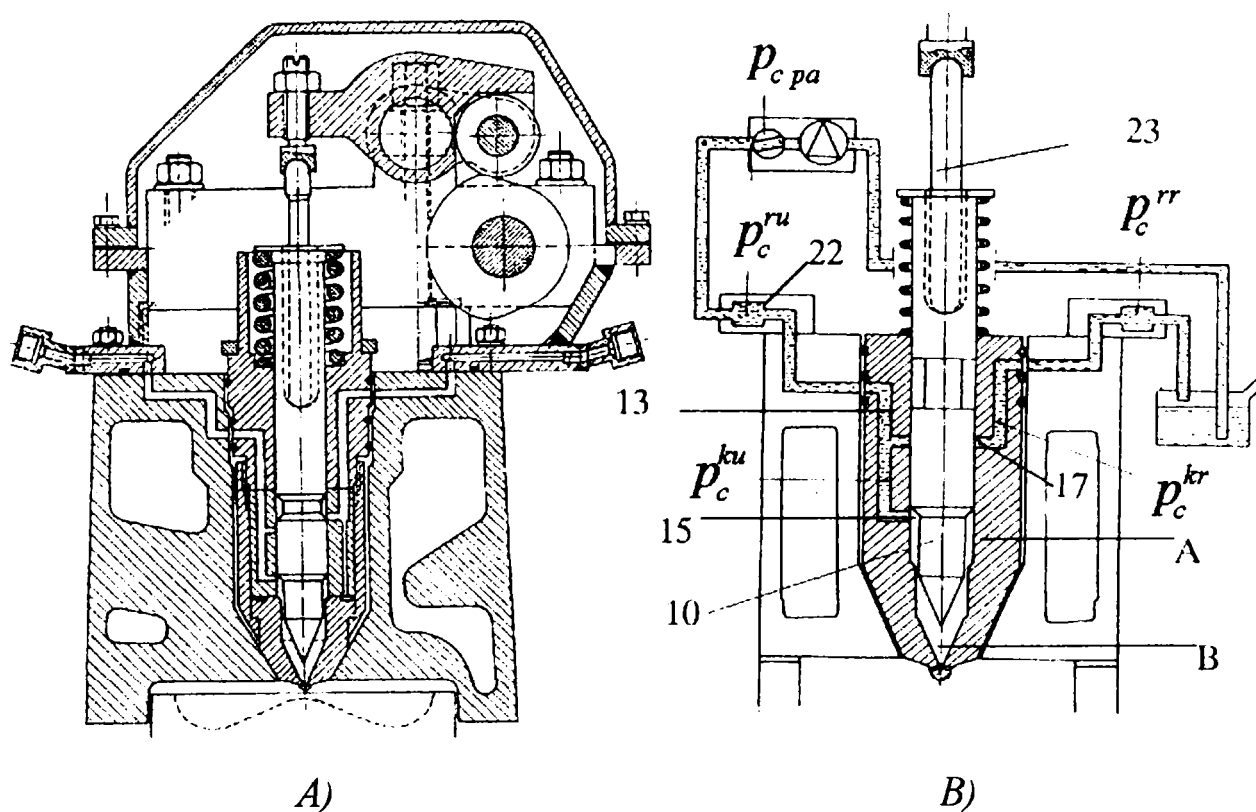


Figura 5.1.: Sistemul PT de inecție a combustibilului diesel al firmei Cummins
a) secțiune prin chiulasa motorului, pompa injector și mecanismul de acționare al acesteia;
b) schema sistemului de alimentare

5.2. UMLEREA POMPEI INJECTOR CUMMINS PT

Cînd acul pompei injector deschide orificiul de încărcare (figura 5.1), poziția 15, începe procesul de umplere prin canalul 13, de unde combustibilul pătrunde în spațiul de desubtul părții conice a acului. În primul rînd se umple volumul de desubtul conului mai mare, camera A, iar apoi dependent de doza ciclică, se umple spațiul de desubtul vârfului acului injector, camera B.

5.2.1. Umplerea pompei injector pentru situația în care doza ciclică de combustibil este mai mică în volum decât volumul camerei A

Debitul combustibilului ce curge din canalul de admisiune în camera A , când muchia acului pompei injector a deschis complet orificiul de umplere, este dat de relația:

$$\frac{dV_c^A}{dt} = \mu_{ou} A_{ou} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \cdot \sqrt{p_c^{ku} - p_i^A} \quad (5.1)$$

unde:

$\frac{dV_c^A}{dt}$ - variația volumului de combustibil din camera A , cauzată de curgerea lui prin

orificiul de umplere;

μ_{ou} - coeficientul de debit al orificiului de umplere;

A_{ou} - aria secțiunii orificiului de umplere;

ρ_c - densitatea combustibilului;

p_c^{ku} - presiunea combustibilului în canalul de umplere;

p_i^A - presiunea din pompa injector, camera A .

În această fază de umplere cu combustibil a pompei injector, presiunea în camera A este egală cu presiunea în cilindrul motorului:

$$p_i^A = p_z \quad (5.2)$$

unde:

p_z - presiunea din cilindrul motorului.

Volumul combustibilului care ajunge în camera A prin orificiul de umplere este:

$$V_c^A = \int_{t_{deschis.ou}}^{t_{inchis.ou}} \mu_{ou} A_{ou} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \cdot \sqrt{p_c^{ku} - p_i^A} dt \leq V_{AMAX} \quad (5.3)$$

unde:

$V_{AMAX} = (A_{aD} - A_{ad})h_{MAX}$ - volumul maxim al camerei A generat de muchia cilindrului de secțiune mare a acului pompei injector din momentul începerii cursei descendente și până la așezarea acului pe sediul său;

A_{aD} - aria secțiunii acului pompei injector la diametrul mare;

A_{ad} - aria secțiunii acului pompei injector la diametrul mic;

h_{MAX} - cursa maximă a acului pompei injector;

$t_{deschis.ou}$ - momentul începerii procesului de umplere a pompei injector (a camerei A) considerat din momentul deschiderii complete a orificiului de umplere;

$t_{\text{închis. ou.}}$ - momentul închiderii orificiului de umplere al pompei injector, adică momentul încheierii procesului de umplere a camerei A .

Volumul de combustibil care curge în camera A poate fi exprimat și în dependență față de unghiul arborelui cu came. Viteza unghiulară a arborelui cu came ω_{ac} este:

$$\omega_{ac} = \frac{d\varphi_{ac}}{dt} = \frac{\omega}{2} = \frac{\pi n}{60} \quad (5.4)$$

unde:

φ_{ac} - unghiul curent al arborelui cu came pentru comanda injectiei (rad) ;

ω - viteza unghiulară a arborelui cotit al motorului (rad/s) ;

n - turația motorului (rot/min).

În această situație :

$$V_c^A = \frac{60}{\pi n} \int_{\varphi_{ac.}^{\text{închis.ou.}}}^{\varphi_{ac.}^{\text{deschis.ou.}}} \mu_{ou} A_{ou} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \sqrt{p_c^{ku} - p_i^A} d\varphi_{ac} \leq V_{AMAX} \quad (5.5)$$

unde:

$\varphi_{ac.}^{\text{deschis.ou.}}$ - unghiul arborelui cu came corespunzător momentului deschiderii complete a orificiului de umplere;

$\varphi_{ac.}^{\text{închis.ou.}}$ - unghiul arborelui cu came corespunzător momentului închiderii complete a orificiului de umplere (cînd se încheie umplerea camerei A).

Variația presiunii în cilindru și legea de variație a cursei acului pompei injector sînt prezentate în figura 4.12. Camera A se umple în perioada (timpul) aspirației, iar presiunea din camera A , care este egală cu presiunea din cilindrul motorului este constantă. Dar cum presiunea în canalul de umplere este constantă pentru un regim dat al motorului, ecuația (5.5) devine:

$$V_c^A = \frac{60}{\pi n} \mu_{ou} A_{ou} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \cdot \sqrt{p_c^{ku} - p_z} \cdot \varphi_{ac.u} \leq V_{AMAX} \quad (5.6)$$

unde:

$\varphi_{ac.u} = \varphi_{ac.}^{\text{închis.ou.}} - \varphi_{ac.}^{\text{deschis.ou.}}$ - durata unghiulară a procesului de umplere a pompei injector

Unghiul arborelui cu came corespunzător momentului cînd orificiul de umplere se deschide și unghiul corespunzător momentului cînd orificiul de umplere se închide se pot determina din legea de deplasare a acului pompei injector. Aceste unghiuri sînt constante și din acest motiv volumul combustibilului care ajunge în camera A depinde în principal de presiunea combustibilului în canalul de încărcare. În această situație, volumul ciclic de combustibil este:

$V_{c \text{ ciclic}} = V_c^A \leq V_{AMAX}$, iar prin umplerea parțială a camerei A procesul de umplere a pompei injector este încheiat.

5.2.2. Umplerea pompei injector pentru situația în care volumul ciclic al dozei de combustibil este mai mare decât volumul camerei A

În această situație combustibilul umple complet camera A înainte ca orificiul de umplere să fie complet obturat. Volumul de combustibil din camera A este: $V_c^A = V_{AMAX}$. Durata umplerii camerei A este: $t_{sfr. \text{ umpl.}}^A \leq t_{inchid. \text{ ou.}}$. După încheierea umplerii camerei A combustibilul începe umplerea camerei B . Ecuația curgerii combustibilului din camera A în camera B este:

$$\frac{dV_c^{A \rightarrow B}}{dt} = \mu_{A \rightarrow B} A_{A \rightarrow B} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \sqrt{p_i^A - p_i^B} \quad (5.7)$$

unde:

$\frac{dV_c^{A \rightarrow B}}{dt}$ - variația volumului de combustibil din camera B rezultată ca urmare a

curgerii combustibilului din camera A în camera B ;

$A_{A \rightarrow B}$ - aria secțiunii de trecere prin care curge combustibilul din camera A în camera B ;

$\mu_{A \rightarrow B}$ - coeficientul de debit al secțiunii de trecere $A_{A \rightarrow B}$;

p_i^B - presiunea din camera B a pompei injector.

După încheierea umplerii camerei A , se poate considera că întreaga cantitate de combustibil care intră în A va trece în camera B :

$$\frac{dV_c^{A \rightarrow B}}{dt} = \frac{dV_c^A}{dt} = \mu_{ou.} A_{ou.} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \sqrt{p_c^{ku} - p_i^B} \quad (5.8)$$

Deoarece cea mai mare parte a procesului de umplere se realizează în perioada aspirației, utilizând justificarea din paragraful anterior se poate considera că presiunea din camera B este egală cu presiunea din cilindru și constantă:

$$p_i^B = p_z = \text{constant}. \quad (5.9)$$

Volumul total de combustibil care curge din camera A în camera B , pe perioada cît orificiul de umplere este deschis, este dat de expresia:

$$V_c^{A \rightarrow B} = V_c^A = \int_{t_{sfr. \text{ umpl.}}^A}^{t_{inchis. \text{ ou.}}} \mu_{ou.} A_{ou.} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \sqrt{p_c^{ku} - p_i^A} dt \quad (5.10)$$

unde:

$t_{sfr. umpl.}^A$ - momentul umplerii complete a camerei A .

Exprimat în funcție de unghiul arborelui cu came al sistemului de injecție, volumul de combustibil total care curge din camera A în camera B este:

$$V_c^{A \rightarrow B} = \frac{60}{\pi n} \int_{\varphi_{ac}^{sfr. umpl. A}}^{\varphi_c^{inchis. ou}} \mu_{ou} A_{ou} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \sqrt{p_c^{ku} - p_i^A} d\varphi_{ac} \quad (5.11)$$

unde:

$\varphi_{ac}^{sfr. umpl. A}$ - unghiul arborelui cu came corespunzător momentului umplerii complete a camerei A .

Volumul dozei ciclice de combustibil care pătrunde prin orificiul de umplere în camerele A și B ale pompei injector, este dat de ecuațiile:

$$V_{c cicl} = V_c^A + V_c^{A \rightarrow B} = V_{AMAX} + V_c^{A \rightarrow B} \quad (5.12)$$

pentru:

$$V_{c cicl} \leq V_{AMAX} \Rightarrow V_c^{A \rightarrow B} = 0$$

În primă fază, pentru simplificarea problemei se neglijează curgerea combustibilului din camera A în camera B , adică se consideră cele două camere ca fiind o incintă unică. În această situație volumul dozei ciclice de combustibil care se încarcă în pompa injector pe durata cât orificiul de umplere este deschis este:

$$V_{c cicl} = \frac{60}{\pi n} \mu_{ou} A_{ou} \varphi_{ac u} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \sqrt{p_c^{ku} - p_z} \quad (5.13)$$

După cum se observă în relația (5.13) volumul dozei ciclice de combustibil este determinat în principal de presiunea din canalul de umplere.

Dacă în ecuația (5.13) în loc de μ_{ou} se scrie $\Sigma \mu$ - care reprezintă suma coeficienților de debit ai tuturor orificiilor traseului de umplere, de la pompa de alimentare la orificiul de umplere, se obține expresia din care se poate determina presiunea pompei de alimentare astfel încât cele două camere ale pompei injector să se umple cu doza ciclică de combustibil:

$$V_{c cicl} = \frac{60}{\pi n} \Sigma \mu A_{ou} \varphi_{ac u} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \sqrt{p_{c pa} - p_z} \quad (5.14)$$

unde:

$p_{c\ pa} \geq p_c^{ru} \geq p_c^{cu}$ -presiunea combustibilului în pompa de alimentare a sistemului Cummins

p_c^{ru} - presiunea combustibilului în „rețeaua de umplere“ sau în magistrala de combustibil în figura 5.1. poziția 22.

Căderea de presiune a combustibilului de la pompa de alimentare pînă la orificiul de umplere depinde de sarcina și turația motorului. Ea se poate determina prin măsurarea presiunii combustibilului în cîteva puncte ale sistemului de injecție.

5.2.3.Presiunea de alimentare impusă pompei de combustibil

Presiunea necesară combustibilului la ieșirea din pompa de alimentare se determină pentru cazul motorului Trz 6LN, care funcționează cu sistem clasic pompă-conductă-injector și pentru care se propune modificarea sistemului de alimentare pe sistemul Cummins PT de injecție, fără a diminua prin aceasta caracteristicile tehnico-economice ale motorului inițial.

Pe baza datelor obținute la testarea motorului Trz 6LN în timpul funcționării cu sistemul de injecție, pompa-conductă-injector [41], se poate deduce o dependență lineară între volumul dozei ciclice de combustibil $V_{c\ cicl}$ și lucrul mecanic specific efectiv efectuat de motor l_e .

$$V_{c\ cicl} = k_a + b \cdot l_e \quad (5.15)$$

unde:

$k_a = 29,31 \cdot 10^{-9}$ [m³/ciclu]- valoare medie pentru $n = 1000$ la 2000 rot/min;

$b = 227,95 \cdot 10^{-9}$ [(m³/ciclu) × (dm³/kJ)]- valoare medie pentru $n = 1000$ la 2000 rot/min

Dacă se egalează ecuațiile (5.15) și (5.14), după ordonare se obține dependența dintre lucrul mecanic specific efectiv și presiunea de ieșire impusă pompei de alimentare:

$$l_e = \frac{60 \sum \mu A_{ou} \varphi_{acu}}{\pi n b} \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \sqrt{p_{c\ pa} - p_z} - \frac{k_a}{b} \quad (5.16)$$

Coform documentației sale [41] motorul Trz 6LN echipat cu sistem clasic de injecție pompă-conductă-injector în regim nominal de funcționare are:

$l_e = 0,981$ kJ/dm³ - lucrul mecanic specific efectiv la o turație a motorului de:

$n = 2000$ rot/min rezultă:

$V_{c\ cicl} = 268$ mm³/ciclu, volumul dozei ciclice de combustibil.

Cilindreea motorului Trz 6LN este: $V_C = 38,88$ dm³.

Pentru a conserva caracteristicile nominale ale motorului Trz 6LN pentru situația utilizării sistemului Cummins de alimentare (diametrul orificiului de umplere $d_{ou} = 1,14$ mm și valoarea presupusă pentru $\sum \mu = 0,22$) pentru densitatea combustibilului $\rho_c = 820$ kg / m³ din ecuația (5.16) se obține relația pentru presiunea necesară a fi realizată de pompa de alimentare.

$$p_{c pa} - p_z = \left(\frac{l_e + 0,107}{613} \cdot n \right)^2 \quad (5.17)$$

Pe durata umplerii presiunea în interiorul pompei injector este aproximativ egală cu presiunea din cilindrul motorului, care în cazul motoarelor aspirate este egală aproximativ cu presiunea barometrică, adică $p_z = p_0$ iar suprapresiunea din pompa de alimentare este:

$$\Delta p_{c pa} = p_{c pa} - p_0 = \left(\frac{l_e + 0,107}{613} \cdot n \right)^2 \quad (5.18)$$

În figura 5.2 se prezintă suprapresiunea necesară a fi realizată de pompa de alimentare pentru ca motorul Trz 6LN să realizeze lucrul mecanic specific efectiv la funcționarea cu sistem de alimentare Cummins.

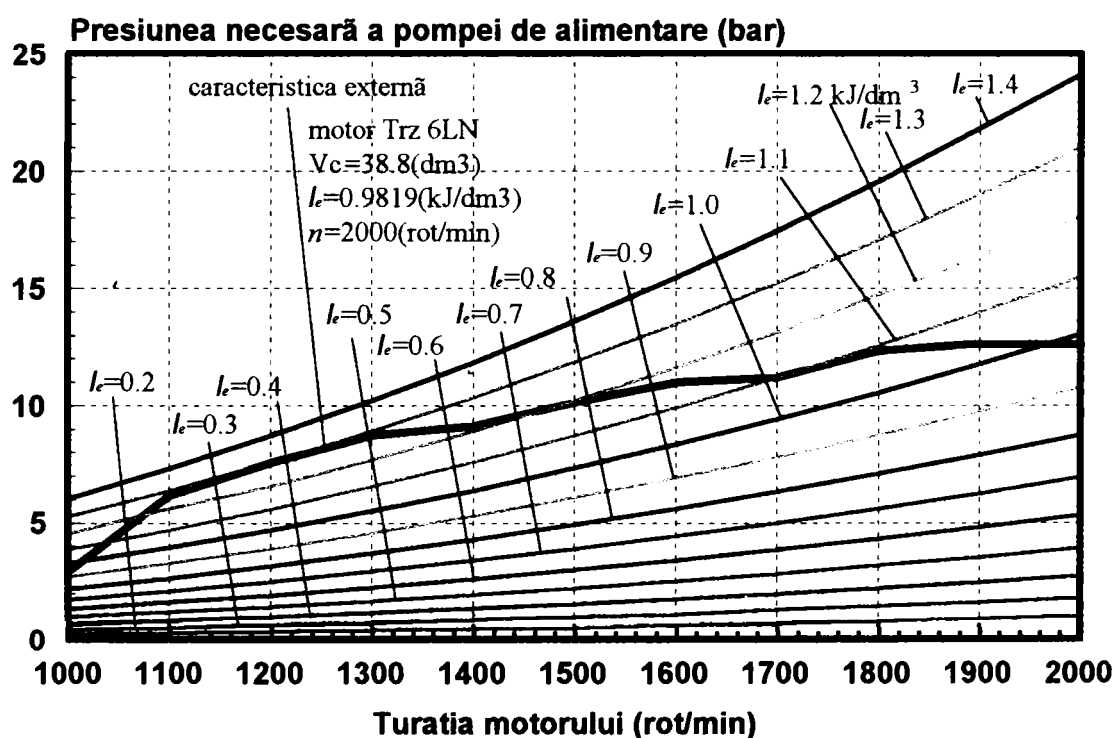


Figura 5.2.: Suprapresiunea pompei de alimentare

Diagrama generală pe suprapresiuni a pompei de alimentare pentru motorul Trz 6LN la trecerea pe sistem de alimentare tip Cummins este prezentată în figura 5.3.

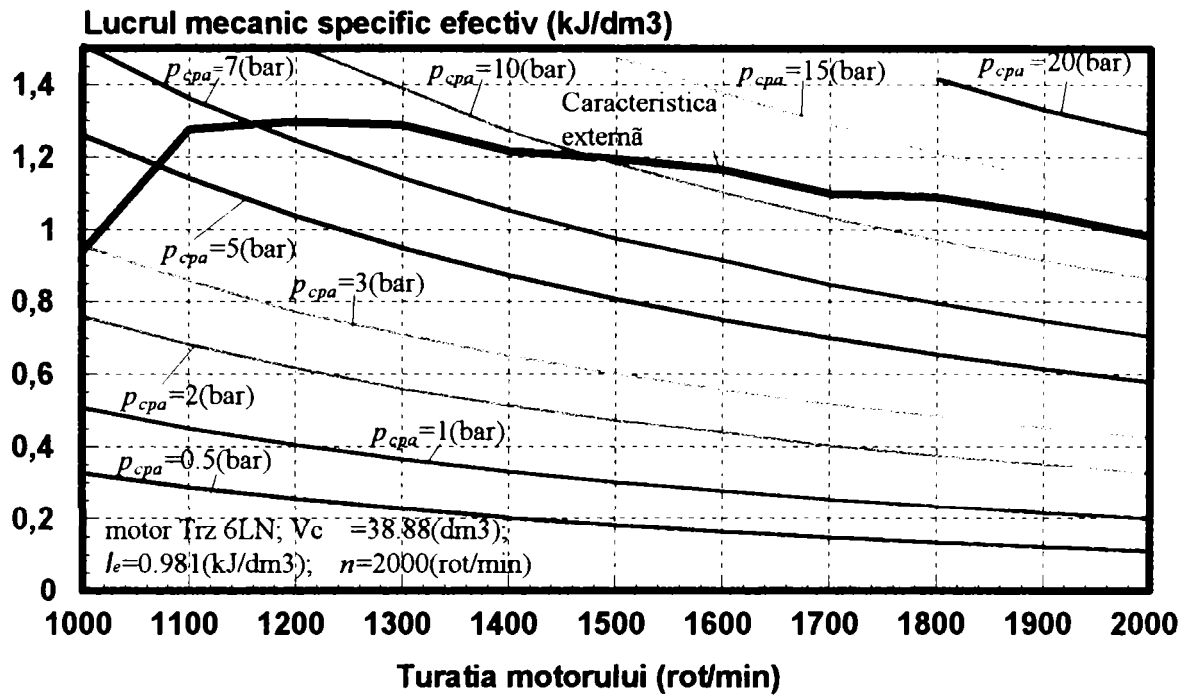


Figura 5.3.: Diagrama generală pe suprapresiuni a pompei de alimentare $\Delta p_{c pa}$

Sistemul Cummins injectează combustibilul prin orificiile fine din pulverizator la presiuni cu mult mai mari decât sistemul clasic pompă-conductă-injector. Jetul de combustibil pe care pompa îl injectează în cilindrul motorului sub presiune ridicată se fărâmițează în picături foarte fine, rezultând astfel o mai bună amestecare cu aerul avut la dispoziție din întregul volum al cilindrului decât în cazul sistemului pompă-conductă-injector. În concluzie, comparativ cu sistemul clasic de injecție, motorul echipat cu sistemul Cummins poate funcționa cu un coeficient al excesului de aer λ mai mic fără a degaja fum, deoarece limita de fum este redusă. Implementarea sistemului Cummins de injecție, pe motorul Trz 6LN cu reducerea coeficientului excesului de aer pînă la nivelul admis de emisie a funinginii, respectiv al gradului de fum, oferă posibilitatea măririi puterii motorului. În cazul menținerii constante a valorii coeficientului excesului de aer, sistemul Cummins de alimentare face posibilă funcționarea cu un grad de fum mai redus, respectiv cu reducerea cantității de funingine emisă.

5.3.COMPRIMAREA ȘI INJECȚIA COMBUSTIBILULUI

În momentul determinat de cama mecanismului de injecție culbutorul antrenează acul pompei injector în cursa descendentă către suprafața conică din pulverizator. Cînd muchia acului pompei injector închide orificiul de umplere, curgerea combustibilului prin canalul de umplere în camera A se întrerupe.

5.3.1.Curgerea combustibilului din camera A în camera B

Dacă volumul dozei ciclice de combustibil este:

$$V_{c\text{ cicl}} < V_{AMAX} \quad (5.19)$$

atunci combustibilul umple parțial camera A , iar camera B rămîne „goală“.

În cursa descendentă, acul coboară parțial porțiunea h_{cg}^A - cursa în „gol“, după care comprimă combustibilul din camera A în camera B . Cursa în gol a acului depinde de volumul dozei ciclice de combustibil:

$$h_{cg}^A = \frac{V_{AMAX} - V_{ccicl}}{A_{aD} - A_{ad}} \quad (5.20)$$

În situația în care volumul dozei ciclice de combustibil este mai mare decât V_{AMAX} , adică este:

$$V_{ccicl} = V_{AMAX} + V_c^{A \rightarrow B} \quad (5.21)$$

atunci camera A este complet, iar camera B parțial umplută cu combustibil, curgerea combustibilului în camera B începe imediat, nemaexistînd cursă în gol a acului.

$$h_{cg}^A = 0 \quad (5.20')$$

Cantitatea, respectiv volumul combustibilului care în această fază curge din camera A în camera B se poate determina utilizînd ecuația (5.7)

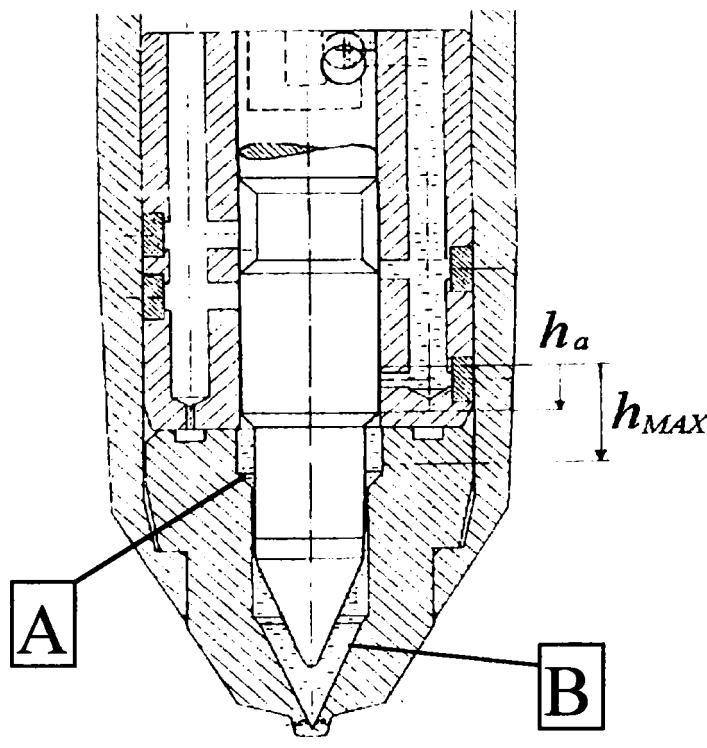


Figura 5.4.: Cursa acului în cazul în care camera B este umplută cu combustibil

De abia cînd întreaga cameră B este plină de combustibil vârful acului pompei injector comprimă combustibilul în ea:

$$h_a \geq h_a^{B \text{ umpl. compl.}} \quad (5.22)$$

unde:

$h_a^{B \text{ umpl. compl.}}$ - cursa acului pompei-injector cu care coboară realizînd umplerea completă a camerei B .

Pentru poziția $h_a^{B \text{ umpl. compl.}}$ a acului, volumul cumulat al camerelor A și B pe care acul trebuie să-l disloce în cursa descendentă spre sediu este volumul dozei ciclice de combustibil.

$$(A_{aD} - A_{ad}) (h_{MAX} - h_a^{B \text{ umpl. compl.}}) + A_{ad} (h_{MAX} - h_a^{B \text{ umpl. compl.}}) = V_{c \text{ cicl}} \quad (5.23)$$

Din ecuațiile (5.23) se obține:

$$h_a^{B \text{ umpl. compl.}} = h_{MAX} - V_{c \text{ cicl}}/A_{aD} \quad (5.24)$$

5.3.2. Injecția combustibilului

Injecția combustibilului începe în momentul în care întregul volum al camerei B din pompa injector este complet umplut cu combustibil, iar presiunea combustibilului este mai mare decît presiunea din cilindrul motorului, adică:

$$h_a \geq h_a^{B \text{ umpl. compl.}} \quad (5.25)$$

$$p_i^B > p_z$$

Ecuația continuității pentru camera A (5.26) și ecuația continuității pentru camera B (5.27) oferă bilanțuri volumice de combustibil cînd deplasarea acului pompei injector variază cu dh_a în intervalul de timp dt :

$$(A_{aD} - A_{ad}) \frac{dh_a}{dt} = \frac{dV_E^A}{dt} + \frac{dV_c^{A \rightarrow B}}{dt} + \frac{dV_{\Delta}^A}{dt} \quad (5.26)$$

$$A_{ad} \frac{dh_a}{dt} + \frac{dV_c^{A \rightarrow B}}{dt} = \frac{dV_E^B}{dt} + \frac{dV_{\Delta}^B}{dt} + \frac{dV_i}{dt} \quad (5.27)$$

unde:

$\frac{dV_E^A}{dt}$ - variația volumului combustibilului din camera A sub efectul compresibilității combustibilului;

$\frac{dV_{\Delta}^A}{dt}$ - variația volumului combustibilului din camera A datorită deformării (scurtării) elastice a acului pompei injector;

$\frac{dV_i}{dt}$ - variația volumului combustibilului din camera A datorită injecției combustibilului în cilindru;

$\frac{dV_E^B}{dt}$ - variația volumului combustibilului din camera B datorită compresibilității combustibilului;

$\frac{dV_{\Delta l}^B}{dt}$ - variația volumului de combustibil din camera B datorită deformării elastice (comprimării) a acului pompei injector.

Variația volumului de combustibil de deasupra conului mic al acului pompei injector în camera B sub efectul compresibilității combustibilului este:

$$\frac{dV_E^B}{dt} = \frac{V_C^B}{E_c} \frac{dp_i^B}{dt} \quad (5.28)$$

unde:

V_C^B - volumul curent de combustibil din camera B al pompei injector.

$$V_C^B = V_{B\text{ geom}} - A_{ad} h_a \quad (5.29)$$

unde:

$V_{B\text{ geom}}$ - volumul geometric total al camerei B , care este mai mare decât volumul $V_{B\text{ MAX}}$ cu valoarea volumelor neantrenate în care se află combustibil, dar care nu este dislocuit în cursa descendentă a acului pompei injector.

În ecuația de mai sus poziția acului pompei injector este în intervalul:

$$h_a^{B\text{ umpl. compl.}} \leq h_a \leq h_{\text{MAX}} \quad (5.30)$$

pentru că în această situație acul pompei injector comprimă combustibilul în camera B .

Variația volumului combustibilului în camera A a pompei injector determinată de compresibilitatea combustibilului este:

$$\frac{dV_E^A}{dt} = \frac{V_C^A}{E_c} \frac{dp_i^A}{dt} \quad (5.31)$$

unde:

V_C^A - valoarea curentă a volumului de combustibil din camera A .

$$V_C^A = V_{A\text{ geom}} - (A_{aD} - A_{ad})h_a \quad (5.32)$$

unde:

V_A geom-volumul geometric complet al camerei A , care este mai mic decât volumul V_{AMAX} cu valoarea volumelor neantrenate.

Cursa acului este în intervalul definit de ecuația (5.30).

Variația volumului combustibilului în camera B din cauza deformării elastice a acului pompei injector este:

$$\frac{dV_{\Delta}^B}{dt} = \frac{d}{dt} \Delta l A_{ad} \quad (5.33)$$

Comprimarea axială sau „scurtarea” acului este dată de relația:

$$\Delta l = \frac{l_a}{E_a} \sigma_a \quad (5.34)$$

Tensiunea în acul pompei injector este:

$$\sigma_a = \frac{1}{A_a} \left[p_i^A (A_{ad} - A_{ad}) + p_i^B A_{ad} \right] \quad (5.35)$$

Diametrul acului pompei injector și al tijei sînt variabile, deci în expresia tensiunii se utilizează aria echivalentă a secțiunii acului A_a .

$$A_a = \frac{l_a}{\sum_{j=1}^{j=n} \frac{l_j}{A_j}} \quad (5.36)$$

unde:

l_j, A_j - lungimile parțiale corespunzătoare și ariile secțiunilor acului și tijei pompei injector, prezentate în figura 5.5.

Din sistemul de ecuații (5.35), (5.34) și (5.33) se obține:

$$\frac{dV_{\Delta}^B}{dt} = \frac{l_a}{E_a} \frac{A_{ad}^2}{A_a} \frac{dp_i^B}{dt} + \frac{l_a}{E_a} \frac{A_{ad} (A_{ad} - A_{ad})}{A_a} \frac{dp_i^A}{dt} \quad (5.37)$$

Variația volumului de combustibil în camera A provocată de deformarea elastică a acului pompei injector, dată de ecuația (5.34), care este consecința tensiunii din ac dată de ecuația (5.35) este:

$$\frac{dV_{\Delta}^A}{dt} = \frac{d}{dt} \Delta l (A_{aD} - A_{ad}) \quad (5.38)$$

Înlocuind ecuația (5.35) în (5.34) și în (5.38) se obține:

$$\frac{dV_{\Delta}^A}{dt} = \frac{l_a}{E_a} \left[\frac{(A_{aD} - A_{ad})^2}{A_a} \frac{dp_i^A}{dt} + \frac{A_{ad}(A_{aD} - A_{ad})}{A_a} \frac{dp_i^B}{dt} \right] \quad (5.39)$$

Variația volumului de combustibil care iese prin orificiile pulverizatorului pompei injector, care se injectează, este dată de relația:

$$\frac{dV_i}{dt} = i_0 \mu_0 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_c} (p_i^B - p_z)} \quad (5.40)$$

unde:

i_0 - numărul orificiilor de ieșire din pulverizatorul pompei injector;

μ_0 - coeficientul de debit al orificiilor duzei;

A_0 - aria orificiului de ieșire al pulverizatorului pompei injector;

Ecuțiile (5.26) și (5.27) împreună cu ecuațiile de curgere a combustibilului din camera A în camera B , ecuația (5.7), formează un sistem de trei ecuații cu trei necunoscute

$$(p_i^A, p_i^B, \frac{dV_c^{A \rightarrow B}}{dt}).$$

Prin rezolvarea numerică simultană a acestui sistem se pot determina toate necunoscutele.

Pe parcursul injecției combustibilului, presiunile din camerele A și B au valori ridicate. Suprafața de curgere dintre cele două camere este relativ mare, în concluzie diferența de presiune dintre ele este mică. Pentru simplificarea evidentă a problemei, fără a afecta justetea modelului, se poate considera că cele două camere formează o singură incintă.

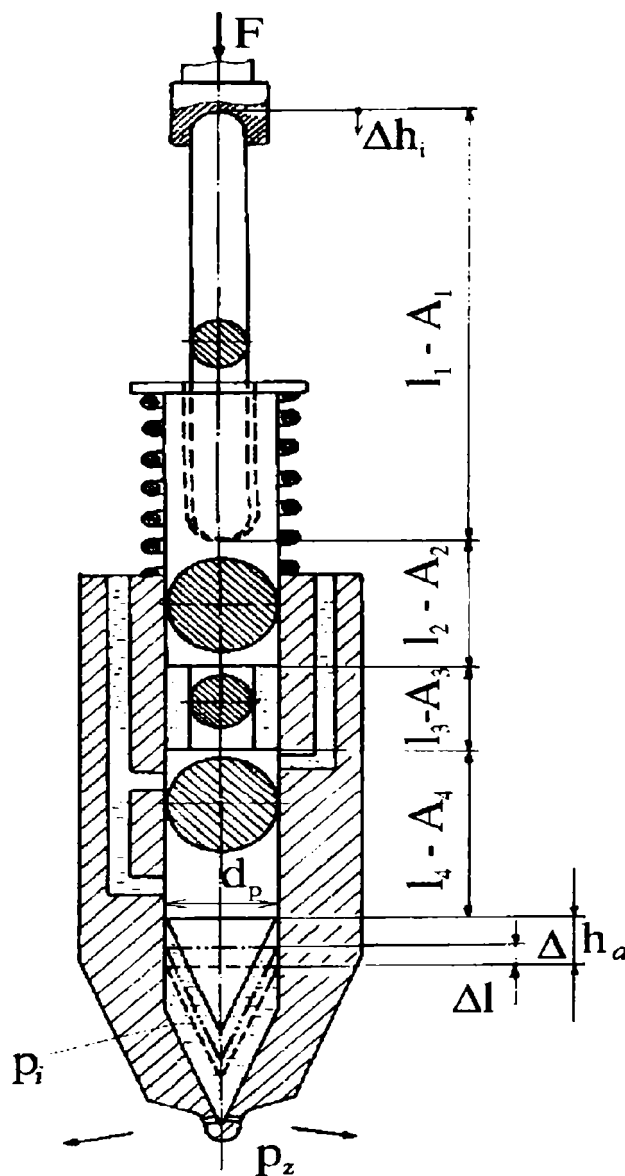


Figura 5.5.: Schema hidraulică a pompei injector cînd se consideră volumul de desubtul conului acului ca o singură incintă

Cu aproximațiile precizate anterior avem:

$$p_i^A = p_i^B = p_i$$

$$V_i^A = V_i^B = V_i$$

(5.41)

$$\frac{dV_c^{A \rightarrow B}}{dt} = 0$$

unde:

$V_i = V_{i,geom} - A_{aD}h_a$ - este volumul variabil de desubtul vârfului conic al acului pompei injector ocupat de combustibil.

În această situație sistemul de trei ecuații (5.26), (5.27) și (5.7) prin prelucrare matematică se reduce la o unică ecuație diferențială care are ca necunoscută presiunea p_i :

$$A_{aD} \frac{dh_a}{dt} = \frac{dp_i}{dt} \left(\frac{V_i}{E_c} + \frac{l_a}{E_a} \frac{A_{aD}^2}{A_a} \right) + i_0 \mu_0 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} (p_i - p_z) \quad (5.42)$$

Sau în funcție de arborele cu came:

$$A_{aD} \frac{\pi n}{60} \frac{dh_a}{d\varphi_{ac}} = \frac{dp_i}{d\varphi_{ac}} \frac{\pi n}{60} \left(\frac{V_i}{E_c} + \frac{l_a}{E_a} \frac{A_{aD}^2}{A_a} \right) + i_0 \mu_0 A_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} (p_i - p_z) \quad (5.43)$$

Prin rezolvarea numerică a ecuației diferențiale (5.43) se obține presiunea combustibilului în volumul de desubtul conicității acului pompei injector p_i :

$$p_i = p_i(\varphi_i) \quad (5.44)$$

O variantă de rezolvare numerică a ecuației (5.43) este prezentată în paragraful 5.6.2.

Prin transformarea și integrarea ecuației (5.40) se poate determina volumul dozei ciclice în funcție de unghiul arborelui cu came:

$$V_{cicl} = i_0 A_0 \frac{60}{\pi n} \int_{\varphi_{ac.sfr.inj.}}^{\varphi_{ac.incep.inj.}} \mu_0 \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} (p_i - p_z) \cdot d\varphi_{ac} \quad (5.45)$$

unde:

$\varphi_{ac.incep.inj.}$ - unghiul arborelui cu came corespunzător momentului când începe injecția și:

$\varphi_{ac.sfr.inj.}$ - unghiul arborelui cu came corespunzător momentului când s-a încheiat injecția. (acul s-a așezat pe sediul său)

Cînd acul pompei injector se așează pe sediul său conic din pulverizator, procesul de injecție este încheiat. În acel moment volumul camerei B este practic nul. După rotirea camei cu 3° RACam pînă la 10° RACam, (funcție de uzura camei) periodă cît acul rămîne în repaus, acesta se ridică de pe sediul său cu cca 0,3 mm pentru a reduce solicitarea de comprimare a vârfului, după cum se prezintă în figura 4.12.

5.3.3. Legea de injecție a combustibilului pentru pompa injector tip Cummins

Masa cantității de combustibil M_c injectate în funcție de unghiul arborelui cu came - sau legea integrală de injecție - se poate determina din:

$$M_c = i_0 A_0 \frac{60}{\pi n} \int_{\varphi_{ac.incep.inj.}}^{\varphi_{ac}} \mu_0 \rho_c \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} (p_i - p_z) \cdot d\varphi_{ac} \quad (5.46)$$

unde:

φ_{ac} - valoarea curentă a unghiului axului cu came; .

Legea diferențială de injecție a combustibilului:

$$\frac{d}{d\varphi_{ac}} M_c = i_0 \mu_0 A_0 \frac{60}{\pi n} \sqrt{2\rho_c (p_i - p_z)} \quad (5.47)$$

În acest model matematic sînt luate în considerare explicit compresibilitatea combustibilului diesel, precum și deformația elastică a tijei și a acului pompei injector. Dacă mecanismul de acționare al pompei injector are arborele cu came montat în blocul motor (și nu pe chiulasă) trebuie luată în considerare și deformarea elastică a tijei împingător. Vîscozitatea combustibilului diesel este luată în considerare implicit prin coeficientul de debit al orificiilor din duza pulverizatoare a pompei injector μ_0 . Pierderile de combustibil datorate volumelor neantrenate dintre ac și sediul său (cauzate de limitările tehnologice) nu sînt luate în considerare în descrierea matematică realizată prin relațiile (5.43), (5.45), (5.46) și (5.47). Amestecarea combustibilului cu aerul și produsele de ardere în spațiul de deasupra acului pompei injector la care se ajunge din cauza pătrunderii acestora prin orificiile de pulverizare este luată în considerare prin determinarea densității și modulului de elasticitate al amestecului de combustibil cu aer și produse ale arderii.

5.4. CURGEREA COMBUSTIBILULUI PRIN POMPA INJECTOR CÎND ACUL SE AFLĂ PE SEDIUL SĂU DIN PULVERIZATOR

Cînd acul este așezat pe sediul său din pulverizator, el închide orificiul de încărcare, poziția 15 din figura 5.1. Combustibilul din canalul de umplere 13 curge pe lîngă acul 10, trece prin orificiul 17 și intră în canalul de întoarcere 16, din corpul pompei. Din canalul de întoarcere combustibilul trece prin magistrala de retur 23 în rezervor.

Presiunea combustibilului realizată de pompă este variabilă de la pompă la magistrala de retur. Din cauza pierderilor de presiune avem:

$$p_{c\,pa} > p_c^{ru} > p_c^{ku} > p_c^{kr} > p_c^{rr} \quad (5.48)$$

unde:

p_c^{kr} – este presiunea combustibilului în canalul de retur al pompei injector;

p_c^{rr} – este presiunea combustibilului în magistrala (rampa) de retur.

Prin curgerea combustibilului prin pompa injector se realizează răcirea acesteia. Totodată se realizează o încălzire a întregii cantități de combustibil, astfel încît iarna la acest sistem de alimentare nu există probleme de filtrabilitate a combustibilului. Din acest motiv, debitul de combustibil circulat prin sistemul de injecție este mult mai mare decît debitul de combustibil injectat în cilindrii motorului.

5.5.DENSITATEA ȘI MODULUL DE ELASTICITATE A EMULSIEI DE COMBUSTIBIL

Cursa acului pompei injector și deplasarea pistonului motorului sînt sincronizate cinematic. Acul pornește de pe sediul său din pulverizator în cursa ascendentă la cca 40° RAC înainte de sfîrșitul evacuării (vezi figura 4.12) și revine în cursa descendentă după trecerea pistonului prin p.m.i. în timpul destinderii. Cînd acul se ridică de pe sediul său, în volumul în creștere al camerei B pătrund ca urmare a depresiunii create prin orificiile pulverizatorului, în primul rînd produse ale arderii (în perioada finală a evacuării), iar apoi aer comprimat (în perioada de început a comprimării). Cînd acul pompei injector începe sub acțiunea camei cursa descendentă, respectiv cînd din camera A combustibilul este comprimat în camera B acesta se amestecă cu produsele de ardere și cu aerul aflate deja aici. În acest mod se formează o emulsie de combustibil (faza lichidă) și produse de ardere plus aer (faza gazoasă), pe care acul pompei injector o injectează în cilindru. Din acest motiv prezintă un interes deosebit cunoașterea densității și a modului de elasticitate a unei astfel de emulsii.

5.5.1.Densitatea și modulul de elasticitate a combustibilului diesel (motorina)

Pentru efectuarea calculului injecției combustibilului este necesară cunoașterea valorii modului de elasticitate a combustibilului diesel E_c , a densității acestuia ρ_c și a coeficientului de debit μ_o la valori ale presiunii de 200 Mpa, adică 2000 bar.

În lucrarea [42] sînt date, pe cale analitică, valori pentru densitate și modulul de elasticitate a combustibililor diesel în dependență față de presiune, valori obținute pe baza măsurării vitezei sunetului în combustibili diesel la creșteri ale presiunii de pînă la 2000 de bar. Măsurările au fost efectuate prin creșterea temperaturii de la 20° C la 95° C, în țevi cu diametrul interior de la 1,5 la 3 mm. Valorile obținute sînt sintetizate în figura 5.6 .

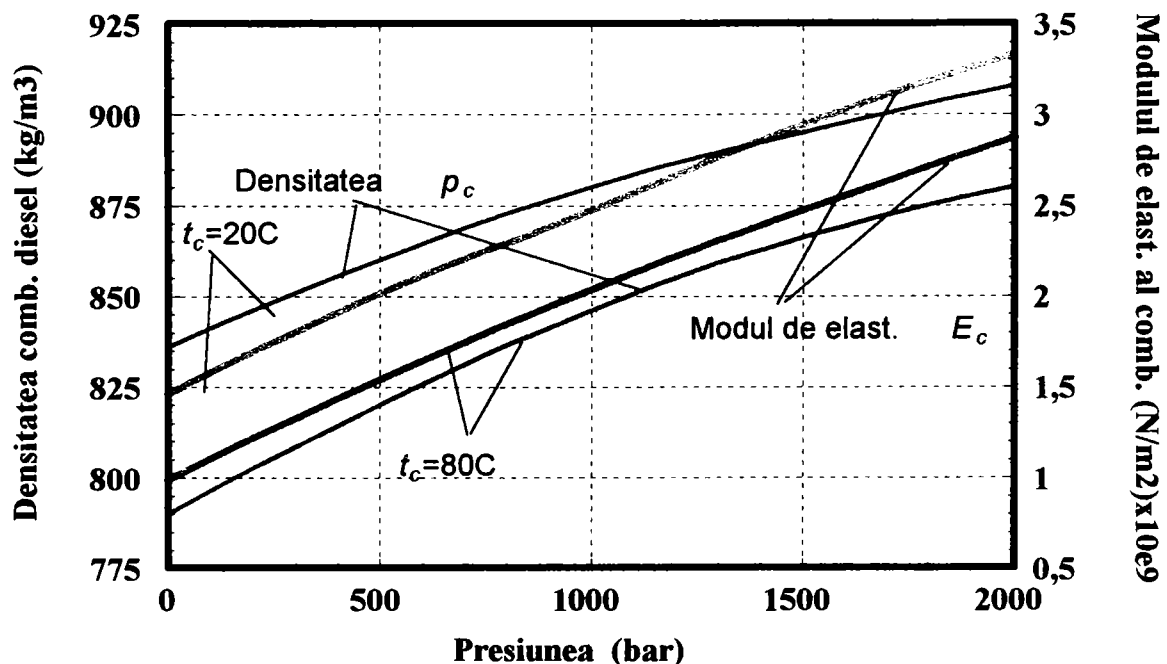


Figura 5.6 : Dependența densității și a modului de elasticitate a combustibililor diesel de presiune [42]

Valorile densității și modului de elasticitate a combustibililor diesel prezentate grafic în figura 5.6 sînt oferite și analitic prin polinoame de gradul doi, obținute prin metoda celor mai mici pătrate. Densitatea și modulul de elasticitate a combustibililor diesel în funcție de presiune la 20°C sînt:

$$\rho_c^{20^\circ C} = 835,88 + 5,017 \cdot 10^{-7} \cdot p - 6,974 \cdot 10^{-16} \cdot p^2 \quad (\text{kg} / \text{m}^3) \quad (5.49)$$

$$E_c^{20^\circ C} = 1,4609 \cdot 10^9 + 11,598 \cdot p - 1,125 \cdot 10^{-8} \cdot p^2 \quad (\text{N} / \text{m}^2) \quad (5.50)$$

iar la 80°C:

$$\rho_c^{80^\circ C} = 791,43 + 6,520 \cdot 10^{-7} \cdot p - 1,036 \cdot 10^{-15} \cdot p^2 \quad (\text{kg} / \text{m}^3) \quad (5.51)$$

$$E_c^{80^\circ C} = 9,906 \cdot 10^8 + 11,497 \cdot p - 1,0492 \cdot 10^{-8} \cdot p^2 \quad (\text{N} / \text{m}^2) \quad (5.52)$$

în relațiile de mai sus presiunea este exprimată în N/m^2

5.5.2. Densitatea și modulul de elasticitate a fazei gazoase a emulsiei (motorină, aer și produse ale arderii)

Densitatea fazei gazoase din emulsie

Densitatea gazului depinde de presiune și temperatură. Pentru gazul ideal avem ecuația generală de stare:

$$p = \rho R T \quad (5.53)$$

unde :

p - presiunea absolută a gazului (N/m^2),

R - constanta gazului (J/kgK),

T - temperatura absolută a gazului (K) și

ρ - densitatea gazului (kg/m^3).

Faza gazoasă a emulsiei este un amestec de aer din cilindrul motorului și produse de ardere, care de asemenea constituie un amestec de diferite gaze. Pentru calculul densității unui amestec de gaze se utilizează relația:

$$\rho_a = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} v_i \rho_i}{\sum_{i=1}^{i=n} v_i} \quad (5.54)$$

unde:

v_i - participarea volumică a componentei i ;

ρ_i - densitatea aceleiași componente i .

Este foarte dificil a determina care este participarea fiecărei componente a amestecului în gazul rezultat. Problema se poate simplifica dacă se consideră că faza gazoasă a emulsiei se compune numai din aer. Dar aerul este un gaz real, iar gazele reale prezintă unele abateri față de legea gazelor ideale. Ecuația de stare pentru gaze reale este de forma:

$$p = Z(p, T) \rho R T \quad (5.55)$$

unde:

$Z(p, T)$ - funcția care arată gradul abaterii gazelor reale de gazele ideale la o presiune și temperatură determinate de la legea gazelor ideale și este dată sub formă grafică sau analitic. Cel mai frecvent se folosesc:

relația lui Berthelot [43]:

$$Z(p, T) = 1 + \frac{9}{128} \frac{p_r}{T_r} (1 - 6T_r^{-2}) \quad (5.56)$$

unde:

$$p_r = \frac{p}{p_k} \text{ - presiunea redusă,}$$

$$T_r = \frac{T}{T_k} \text{ - temperatura redusă, iar}$$

p_k, T_k - presiunea și temperatura critică la care gazul trece în stare lichidă, care pentru aer sînt: $p_k = 37,7$ bar, respectiv $T_k = 132,2$ K.

și relația lui Adamov [43] a cărei expresie pentru calculul lui $Z(p, T)$ adaptată sistemului de unități de măsură : [bar] pentru presiune și [grad C] pentru temperatură , este:

$$Z(p, T) = \frac{1}{1 + (256 - 2,75t) \cdot 10^{-5} p} \quad (5.57)$$

În cazul transformării de stare adiabatică, cînd entropia sistemului rămîne constantă și cînd nu există schimb de căldură cu mediul, pentru gazul ideal sînt valabile relațiile [44]:

$$T \left(\frac{1}{\rho} \right)^{\chi-1} = const. \quad (5.58)$$

$$p \left(\frac{1}{\rho} \right)^{\chi} = const.$$

Din care rezultă pentru transformarea de stare adiabatică a aerului (cînd se consideră ca fiind gaz ideal):

$$T_a = T_{a_0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \quad (5.59)$$

unde:

T_a - temperatura absolută a aerului la presiunea p ,

T_{a_0} - temperatura absolută a aerului la presiunea $p_0 = 1 \text{ bar}$,

$\chi = \frac{c_p}{c_v}$ - exponentul adiabatic și:

c_p, c_v - capacitatea termică masică la presiune, respectiv volum constant.

Cu relațiile de mai sus aplicate pentru cazul comprimării adiabatică a aerului considerat ca și gaz ideal, densitatea acestuia la presiunea p poate fi exprimată cu expresia :

$$\rho_{ap} = \frac{p}{Z(p,T)R_a T_{a_0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}}} \quad (5.60)$$

unde:

R_A - constanta aerului.

În măsura în care comprimarea aerului în emulsie ar fi considerată ca izotermică, atunci la presiuni ridicate aerul ar avea densitate mai mare decît combustibilul, fapt considerat imposibil.

Modulul de elasticitate al fazei gazoase din emulsie

Modulul de elasticitate al gazelor se definește în termodinamică ca fiind variația de presiune raportată la variația relativă de volum care a determinat acea variație de presiune, adică în general:

$$E = - \frac{dp}{\frac{dV}{V}} = -V \frac{dp}{dV} \quad (5.61)$$

Definiția conține semnul minus deoarece creșterea presiunii conduce la reducerea volumului.

Variația de presiune ca urmare a reducerii volumului, determinată de cursa descendentă a acului pompei injector, de fapt comprimarea aerului din emulsie, depinde în același timp de

variația temperaturii. Dacă temperatura este constantă, valoarea corespunzătoare a lui E se numește modul de elasticitate izotermic, iar raportul între p și V devine derivată parțială la temperatură constantă.

$$E_T = -V \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_{T=const} \quad (5.62)$$

Pentru ecuația termică de stare scrisă sub forma următoare:

$$p = \frac{M}{V} RT \quad (5.63)$$

unde:

V - volumul gazului și

M - masa gazului

rezultă:

$$E_T = -V \left[\frac{\partial}{\partial V} \left(\frac{M}{V} RT \right) \right] = p \quad (5.64)$$

Modulul izotermic de elasticitate al gazului E_T este egal cu presiunea gazului.

În situația comprimării adiabatic reversibile a aerului, când entropia sistemului rămîne constantă și când nu există schimb de căldură cu mediul, valoarea corespunzătoare mărimii E se numește modul de elasticitate adiabatic E_s , iar raportul dintre p și V devine derivată parțială la entropie constantă:

$$E_s = -V \left(\frac{\partial p}{\partial V} \right)_{S=const.} \quad (5.65)$$

Pentru gazul ideal avem:

$$E_s = -V \left(\frac{\partial}{\partial V} \text{const.} \frac{M^\chi}{V^\chi} \right) = \chi p \quad (5.66)$$

Dar cum exponentul adiabatic χ este supraunitar, modulul de elasticitate adiabatic este întotdeauna mai mare decît modulul de elasticitate izotermic, pentru o creștere de presiune dată dp reducerea de volum corespunzătoare dV este mai mică la comprimarea adiabatică decît la comprimarea izotermică.

Comprimarea și injecția emulsiei de combustibil, aer și produse ale arderii reprezintă un proces extrem de rapid de transformări de stare, durată scurtă a lor nepermițînd schimb de

căldură cu mediul, în concluzie procesul poate fi privit ca fiind adiabatic, iar în modelări se poate folosi modulul de elasticitate adiabatic, adică:

$$E_A = E_S = \chi p \quad (5.67)$$

5.5.3. Densitatea și modulul de elasticitate a emulsiei de combustibil diesel cu produse ale arderii și cu aerul

Densitatea emulsiei de combustibil cu produse ale arderii și aer

Emulsionarea combustibilului cu produse ale arderii și cu aer se realizează în principal în timpul admisiunii și comprimării. Pînă ce acul pompei injector nu comprimă emulsia se poate aproxima că presiunea în camera dedesubtul acului pompei injector, pentru motoarele aspirate este: $p_i = p_0$.

Dacă notăm cu ξ_0 raportul dintre volumul fazei gazoase din emulsie și volumul de combustibil ce se află sub vârful acului pompei injector la presiunea p_0 putem nota:

$$V_{g_0} = \xi_0 V_{c_0} \quad (5.68)$$

unde:

V_{g_0} - volumul fazei gazoase a emulsiei (produsele de ardere și aer) la presiunea p_0 ;

V_{c_0} - volumul fazei lichide a emulsiei (combustibilului) la presiunea p_0 .

Volumul emulsiei la presiunea p_0 în pompa injector este:

$$V_{e_0} = V_{c_0} + V_{g_0} = V_{c_0} (1 + \xi_0) \quad (5.69)$$

La presiunea p_0 densitatea emulsiei ρ_{e_0} este:

$$\rho_{e_0} = \frac{M_{e_0}}{V_{e_0}} = \frac{1}{V_{e_0}} (\rho_{c_0} V_{c_0} + \rho_{g_0} V_{g_0}) = \frac{1}{1 + \xi_0} (\rho_{c_0} + \xi_0 \rho_{g_0}) \quad (5.70)$$

unde:

M_{e_0} - masa emulsiei de desubtul acului pompei injector la presiunea p_0 ;

ρ_{g_0} - densitatea fazei gazoase a emulsiei de desubtul acului pompei injector la presiunea p_0 și

ρ_{c_0} - densitatea combustibilului, respectiv densitatea fazei lichide a emulsiei de desubtul acului pompei injector la presiunea p_0 .

La presiunea $p \neq p_0$ densitatea emulsiei ρ_{e_p} este:

$$\rho_{e_p} = \frac{M_{e_p}}{V_{e_p}} = \frac{1}{V_{c_p} + V_{g_p}} (\rho_{c_p} V_{c_p} + \rho_{g_p} V_{g_p}) \quad (5.71)$$

unde:

ρ_{c_p} - densitatea combustibilului, a fazei lichide a emulsiei la presiunea p ,

ρ_{g_p} - densitatea fazei gazoase a emulsiei la presiunea p ,

V_{c_p} - volumul combustibilului la presiunea p și

V_{g_p} - volumul fazei gazoase a emulsiei la presiunea p .

La creșterea presiunii emulsiei, din cauza modulelor de elasticitate diferită a fazei gazoase și fazei lichide, modificarea volumului fazei gazoase a emulsiei este diferită de modificarea volumului fazei lichide a acesteia. Raportul volumelor fazei gazoase și lichide a emulsiei aflată la presiunea p este diferit de raportul volumelor fazei gazoase și lichide a emulsiei la presiunea p_0 :

$$\xi_p \neq \xi_0 \Rightarrow V_{g_p} = \xi_p V_{c_p} \quad (5.72)$$

unde:

ξ_p - participarea volumică a fazei gazoase a emulsiei raportată la volumul de combustibil din emulsie la presiunea p .

Cu relația de mai sus densitatea emulsiei este:

$$\rho_{e_p} = \frac{1}{1 + \xi_p} (\rho_{c_p} + \xi_p \rho_{g_p}) \quad (5.73)$$

Viteza de deplasare a acului pompei injector este relativ ridicată. Durata schimbului de căldură cu mediul este scurtă, deci variația presiunii fazei gazoase de la p la p_0 se consideră ca transformare de stare adiabatică. Dacă faza gazoasă a emulsiei se consideră gaz ideal, volumul ei la presiunea p este:

$$V_{g_p} = \left(\frac{p_0}{p} \right)^{\frac{1}{\chi}} V_{g_{p_0}} \quad (5.74)$$

Volumul combustibilului la presiunea p este:

$$V_{c_p} = V_{c_0} \left(1 - \frac{p - p_0}{E_c} \right) \quad (5.75)$$

iar cu acestea :

$$\xi_p = \frac{V_{g_p}}{V_{c_p}} = \xi_o \frac{\left(\frac{p_o}{p}\right)^{\frac{1}{\chi}}}{\left(1 - \frac{p - p_o}{E_c}\right)} \quad (5.76)$$

Dacă relația (5.76) se înlocuiește în (5.73), densitatea emulsiei la presiunea p este:

$$\rho_{e_p} = \frac{1}{1 + \xi_p} (\rho_{c_p} + \xi_p \rho_{g_p}) = \frac{1}{1 + \xi_o \frac{\left(\frac{p_o}{p}\right)^{\frac{1}{\chi}}}{1 - \frac{p - p_o}{E_c}}} \left(\rho_{c_p} + \xi_o \frac{\left(\frac{p_o}{p}\right)^{\frac{1}{\chi}}}{1 - \frac{p - p_o}{E_c}} \rho_{g_p} \right) \quad (4.77)$$

Din cauza amestecării aerului comprimat din cilindrul motorului cu gaze produse ale arderii a căror temperatură este de cca 500-600°C, temperatura T_{g_o} este mai mare decât temperatura mediului ambiant. Aceasta influențează foarte puțin asupra densității emulsiei. Valorile densităților emulsiei obținute pentru $T_{g_o} = 473$ K și $T_{g_o} = 293$ K practic nu diferă.

Variația densității emulsiei combustibilului diesel cu aer, în funcție de presiune, pentru diferite participări ale fazei gazoase a emulsiei, raportată la volumul de combustibil aflat la presiunea p_o , obținută analitic, este prezentată în figura 5.7.

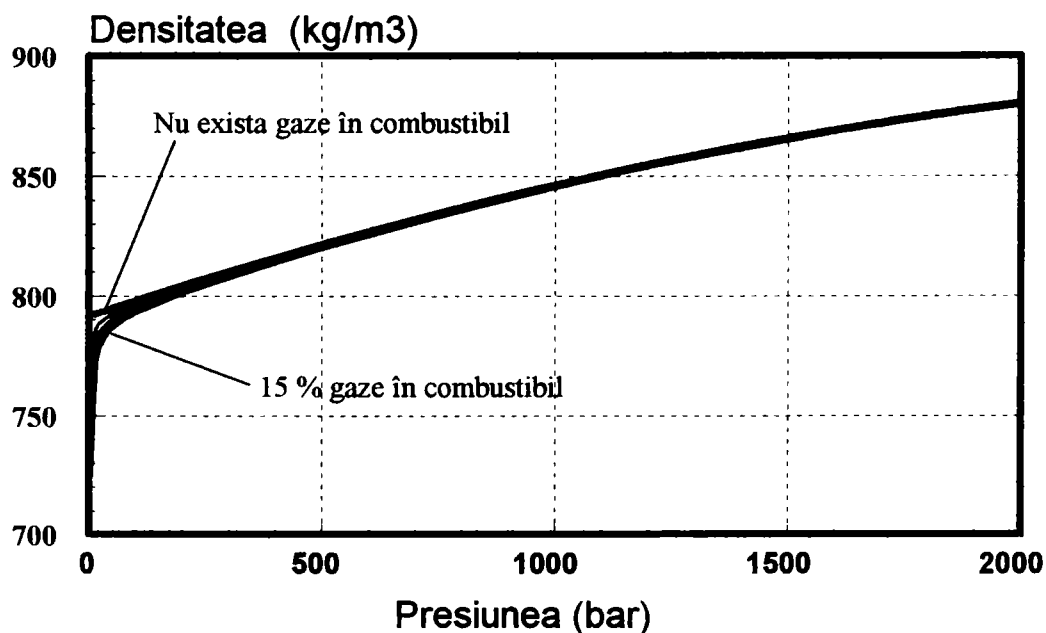


Figura 5.7.: Variația densității emulsiei cu presiunea

Prezența gazelor în combustibilul diesel (în spațiul de deasupra acului pompei injector) influențează foarte puțin densitatea emulsiei. Influența lor este observată la presiuni relativ mici, dar este nesemnificativă la presiuni mari.

Modulul de elasticitate a emulsiei de combustibil cu produse ale arderii și aer

Prin definiție modulul de elasticitate este:

$$-\frac{\Delta V}{V} \frac{1}{\Delta p} = \frac{1}{E} \quad (5.78)$$

unde:

ΔV - variația volumului V provocată de variația de presiune Δp ,

E - modulul de elasticitate.

Dacă ecuația (5.78) se scrie pentru faza lichidă a emulsiei:

$$-\frac{V_{c_{p_0}}^m - V_{c_{p_1}}^m}{V_{c_{p_0}}^m} E_c = p_0 - p_1 \quad (5.79)$$

unde:

$V_{c_{p_0}}^m$ - volumul de combustibil în emulsie de deasupra acului pompei injector, la presiunea p_0 ,

$V_{c_{p_1}}^m$ - volumul de combustibil în emulsie de deasupra acului pompei injector, la presiunea p_1 și

E_c - modulul de elasticitate a fazei lichide a emulsiei, a combustibilului.

Ecuația (5.78) pentru faza gazoasă a emulsiei este:

$$-\frac{V_{a_{p_0}}^m - V_{a_{p_1}}^m}{V_{a_{p_0}}^m} E_a = p_0 - p_1 \quad (5.80)$$

unde:

E_A -- modulul de elasticitate a fazei gazoase a emulsiei (aer și produse ale arderii), care cu suficientă aproximație se poate considera ca fiind egal cu modulul de elasticitate al aerului;

$V_{a_{p_1}}^m$ - volumul fazei gazoase a emulsiei aflate sub conul acului la presiunea p_1 ;

$V_{a_{p_0}}^m$ - volumul fazei gazoase a emulsiei de sub conul acului la presiunea p_0 .

Pentru emulsie ecuația (5.78) devine:

$$-\frac{V_{m_{p_o}} - V_{m_{p_1}}}{V_{m_{p_o}}} E_m = p_o - p_1 \quad (5.81)$$

unde:

E_m – modulul de elasticitate a emulsiei;

$V_{m_{p_1}}$ -- volumul emulsiei de sub conul acului la presiunea p_1 ;

$V_{m_{p_o}}$ -- volumul emulsiei de sub conul acului la presiunea p_o .

Din ecuațiile (5.79) și (5.81) rezultă ca urmare a identității termenilor din dreapta ecuațiilor :

$$E_m = E_c \frac{1 + \xi_o}{1 + \frac{V_{a_{p_o}}^m - V_{a_{p_1}}^m}{V_{c_{p_o}}^m - V_{c_{p_1}}^m}} \quad (5.82)$$

Din ecuația (5.80) rezultă:

$$-\left(V_{a_{p_o}}^m - V_{a_{p_1}}^m\right) = \frac{p_o - p_1}{E_a} V_{a_{p_o}}^m \quad (5.83)$$

Din ecuația (5.79) rezultă:

$$-\left(V_{c_{p_o}}^m - V_{c_{p_1}}^m\right) = \frac{p_o - p_1}{E_c} V_{c_{p_o}}^m \quad (5.84)$$

Dacă relațiile (5.83) și (5.84) le înlocuim în (5.82), se obține pentru $p_1 = p_o + \Delta p$

$$E_m(p_o) = E_c(p_o) \frac{1 + \xi_o}{1 + \frac{E_c(p_o)}{E_a(p_o)} \xi_o} \quad (5.85)$$

Pentru modificarea presiunii cu $p_1 + \Delta p = p_2$ se obține în mod similar:

$$E_m(p_1) = E_g(p_1) \frac{1 + \xi_{p_1}}{1 + \frac{E_c(p_1)}{E_a(p_1)} \xi_{p_1}} \quad (5.86)$$

unde:

$$\xi_{p_1} = \frac{V_{a_{p_1}}}{V_{c_{p_0}}} \quad (5.77)$$

Din cele de mai sus rezultă că modulul de elasticitate a emulsiei la presiunea p se poate obține din relația :

$$E_m(p) = E_c(p) \frac{1 + \xi_p}{1 + \frac{E_c(p)}{E_a(p)} \xi_p} \quad (5.78)$$

Raportul volumelor de lichid și gaz al emulsiei ξ_p la presiunea p este dat de relația (5.76) adică:

$$\xi_p = \frac{V_{a_p}}{V_{c_p}} = \xi_o \frac{\left(\frac{p_o}{p}\right)^{\frac{1}{\chi}}}{\left(1 - \frac{p - p_o}{E_c}\right)} \quad (5.76)$$

Relațiile de mai sus sînt valabile numai cînd faza gazoasă este uniform distribuită în tot volumul emulsiei și cînd concentrația volumică a părții gazoase este relativ redusă [43].

În figura 5.8 este reprezentată variația modului de elasticitate a emulsiei de combustibil și aer în funcție de presiune și de procentul de aer prezent în combustibil. Dependența prezentată s-a obținut pe cale analitică considerînd participarea aerului în emulsie de la 0 % la 15 % la presiunea p_o . Influența aerului din emulsia de combustibil asupra modului de elasticitate al emulsiei este manifestă pînă la presiuni de cca 500 - 600 bar . Peste aceste presiuni, această influență este foarte mică .

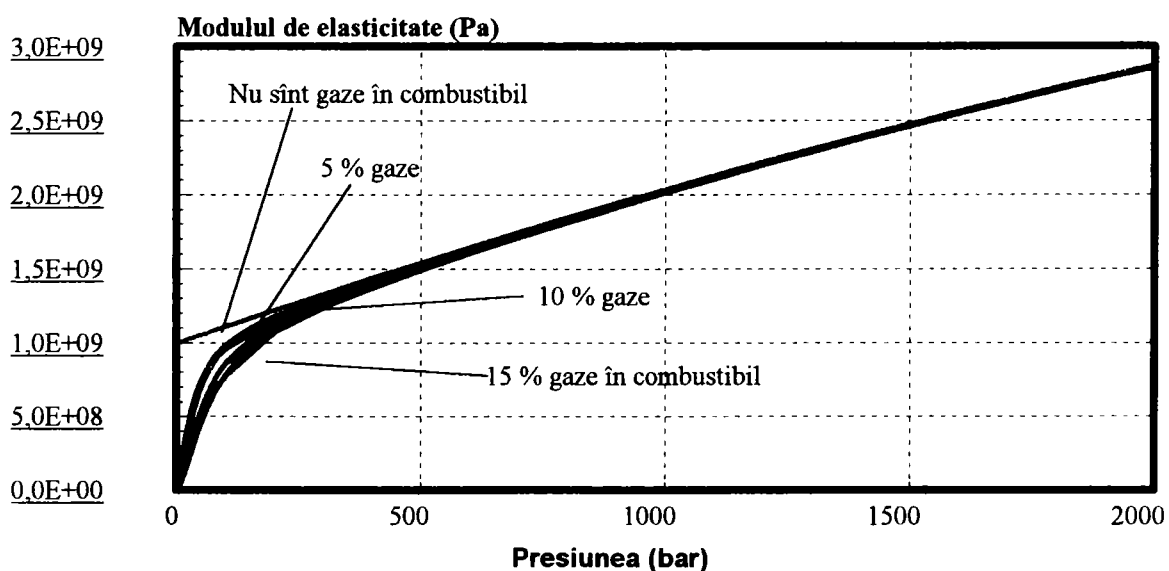


Figura 5.8.: Variația modului de elasticitate al emulsiei

5.6.REZOLVAREA NUMERICĂ A ECUAȚIEI DE VARIAȚIE A PRESIUNII ÎN POMPA INJECTOR CUMMINS PT

Ecuția diferențială (5.43) se mai poate scrie și sub forma:

$$\frac{dp_i}{d\varphi_{ac}} = \frac{1}{\frac{\pi n}{60} \left(\frac{V_c}{E_c} + \frac{l_a}{E_a} \frac{A_{aD}^2}{A_a} \right)} \left(A_{aD} \frac{\pi n}{60} \frac{dh_a}{d\varphi_{ac}} - i_o \mu_o A_o \sqrt{\frac{2}{\rho_c}} \sqrt{p_i - p_z} \right) \quad (5.89)$$

Întrucît membri ecuației (5.89) sînt funcții de unghi al arborelui cu came φ_{ac} sau funcții de presiune a combustibilului de sub acul pompei injector p_i precum și cîteva constante, rezultă că:

$$\frac{dp_i}{dt} = p_i' = f(\varphi_{ac}, p_i) \quad (5.90)$$

Soluționarea ecuației (5.90) nu se poate realiza pe cale analitică, ci numai pe cale numerică. Una din metodele numerice de rezolvare a ecuațiilor diferențiale de acest gen este metoda Runge Kuta.

5.6.1. Metoda Runge Kuta

Ecuțiile diferențiale de forma:

$$\frac{dp_i}{dt} = p_i' = f(\varphi_{ac}, p_i) \quad (5.90)$$

unde:

φ_{Ac} - este variabila independentă;

$f(\varphi_{ac}, p_i)$ - funcție continuă pe intervalul $[\varphi_{ac_o}, \varphi_{ac_k}]$;

cu valoare cunoscută în punctul de origine φ_{ac_o} ;

și:

$$p_i(\varphi_{ac_o}) = p_{i_o} \quad (5.91)$$

în intervalul închis începînd cu punctul de origine φ_{ac_o} și pînă la ultimul punct al intervalului φ_{ac_k} ,

se rezolvă numeric punct cu punct.

Intervalul $[\varphi_{ac_0}, \varphi_{ac_k}]$, se împarte în n intervale de lungimi $\Delta\varphi_{ac}$, unde $\Delta\varphi_{ac}$ este pasul de calcul. Notăm cu p_i valoarea aproximativă a soluției căutate în punctul φ_{ac_i} . Conform metodei Runge Kuta calculul soluției aproximative p_{i+1} în punctul următor $\varphi_{ac_{i+1}} = \varphi_{ac_i} + \Delta\varphi_{ac}$, se realizează cu următoarele relații [45]:

$$p_{i+1} = p_i + \Delta p_i$$

$$\Delta p_i = \frac{1}{6} (K_1^{(i)} + 2K_2^{(i)} + 2K_3^{(i)} + K_4^{(i)}) \quad (5.92)$$

unde:

$$K_1^{(i)} = \Delta\varphi_{ac} f(\varphi_{ac_i}, p_i)$$

$$K_2^{(i)} = \Delta\varphi_{ac} f\left(\varphi_{ac_i} + \frac{\Delta\varphi_{ac_i}}{2}, p_i + \frac{K_1^{(i)}}{2}\right), \quad (5.93)$$

$$K_3^{(i)} = \Delta\varphi_{ac} f\left(\varphi_{ac_i} + \frac{\Delta\varphi_{ac_i}}{2}, p_i + \frac{K_2^{(i)}}{2}\right),$$

$$K_4^{(i)} = \Delta\varphi_{ac} f(\varphi_{ac_i} + \Delta\varphi_{ac}, p_i + K_3^{(i)}).$$

Calculul începe din punctul inițial φ_{ac_0} în care este cunoscută valoarea p_{i_0} . Se calculează prima dată valoarea $p_{i_1} = p_{i_0} + \Delta p_{i_0}$ pentru $\varphi_{ac_1} = \varphi_{ac_0} + \Delta\varphi_{ac}$. În pasul următor punctul de început este $(\varphi_{ac_1}, p_{i_1})$, și se calculează valoarea $p_{i_2} = p_{i_1} + \Delta p_{i_1}$ pentru $\varphi_{ac_2} = \varphi_{ac_1} + \Delta\varphi_{ac}$ apoi se calculează toate valorile pînă la capătul intervalului.

Pasul de calcul poate să se modifice de la punct la punct. Pentru a controla mărimea pasului se recomandă ca valoarea expresiei de mai jos [45]:

$$\theta = \frac{|K_2^{(i)} - K_3^{(i)}|}{|K_1^{(i)} - K_2^{(i)}|} \quad (5.95)$$

să nu fie mai mare de cîteva sutimi. În caz contrar pasul trebuie redus.

Eroarea metodei "0" reprezintă diferența dintre valoarea aproximativă a soluției ecuației căutate în punctul φ_{ac_0} și valoarea exactă a ecuației în punctul φ_{ac_0} , eroare care se calculează cu expresia [45]:

$$0 = \left| P_{i_0}^* - p(\varphi_{ac_0}) \right| \approx \frac{|P_{i_0}^* - p_{i_0}|}{15} \quad (5.95)$$

unde:

$p_i(\varphi_{ac_0})$ -valoarea exactă a soluției ecuației (5.90) în punctul φ_{ac_0} și:

$P_{i_0}^*, p_{i_0}$ - valorile aproximative ale ecuației în același punct calculate cu pasul $\Delta\varphi_{ac}/2$

și Δp_{ac} .

5.6.2.Program de calcul al variației presiunii și al legii de injecție pentru pompa injector Cummins

În figura 5.9 se prezintă schema logică a programului "Cummins" pentru calculul variației de presiune și al legii de injecție pentru pompa injector cu același nume.

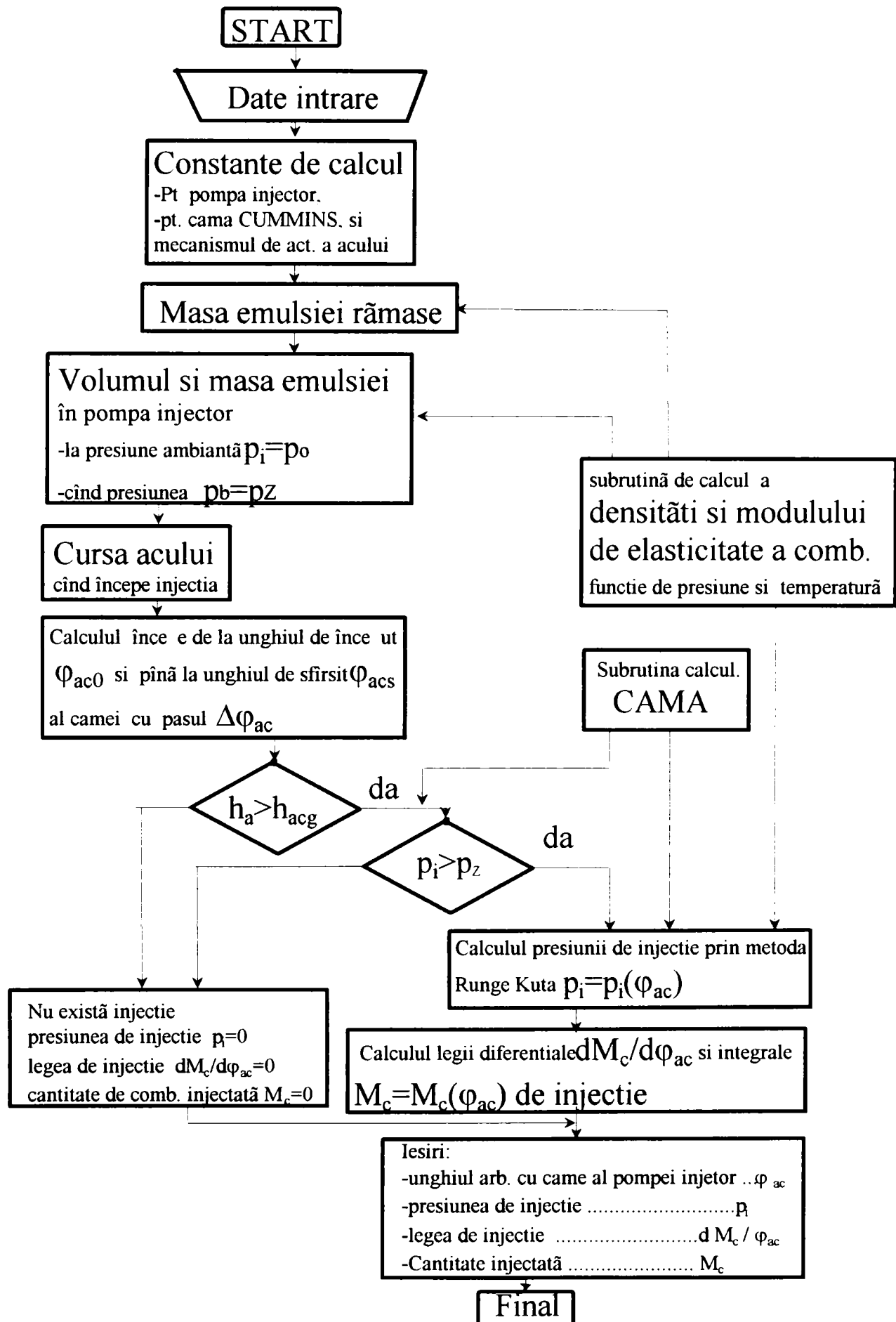


Figura 5.9.: Schema logică a programului Cummins de calcul al variației de presiune și al legii de injecție pentru pompa injector Cummins PT

Datele de intrare pentru calculul variației de presiune și a legii de injecție sînt următoarele:

n - turația arborelui cotit al motorului (rot/min),

V_{ciclic} - volumul dozei ciclice de combustibil injectat (mm^3/ciclu),

ξ_o - procentul de gaze, respectiv de aer, din emulsie raportat la volumul de combustibil la presiune ambiantă (%),

p_z - presiunea gazului din cilindrul motorului, presiunea de comprimare (se consideră că p_z este constantă (bar),

μ_o - coeficientul de debit al orificiilor duzei de pulverizare a pompei injector (se consideră că are mărime constantă) (-),

d_o - diametrul orificiilor din duza de pulverizare a pompei injector (mm),

i_o - numărul orificiilor din duza de pulverizare a pompei injector (-),

A_a - secțiunea echivalentă a acului și tijeii împingător a pompei injector (mm^2),

- numele fișierului cu datele de ieșire.

Programul de calcul al variației presiunii conține constante de calcul, care sînt introduse anterior în program. Aceste constante sînt:

E_a - modulul de elasticitate a acului și a tijeii împingător,

l_a - lungimea acului și a tijeii împingător a pompei injector, adică lungimea măsurată din vârful acului pînă în punctul de aplicare a forței.,

d_p - diametrul de comprimare al acului pompei injector, respectiv suprafața de comprimare a acului A_{aD} ,

h_{MAX} - cursa maximă a acului,

$V_{orez} = 6,2 \times 10^{-8} \text{m}^3$ - volumul rezidual al pompei injector, adică volumul delimitat de suprafața exterioară a acului și peretele interior al duzei pulverizator atunci cînd acul pompei injector este așezat pe sediul său din pulverizator,

$\Delta\varphi_{ac}$ - pasul de calcul ($^{\circ}\text{RACam}$),

$\chi = 1,4$ - exponentul adiabatic al aerului.

Constantele de calcul pentru cama Cummins sînt:

$r_o = 20$ mm, - raza tachetului rolă,

$rAC = 1,44$, -raportul de amplificare al culbutorului,

Atunci cînd acul se așează pe sediul său din duza pulverizatorului, între suprafața exterioară a acului și suprafața interioară a camerei pompei injector există un volum rezidual V_{orez} care este umplut cu emulsie de combustibil din ciclul anterior. Programul determină în primă fază masa combustibilului rezidual de emulsie rămas din ciclul anterior, iar după aceea se calculează volumul și masa emulsiei din pompa injector la presiunea ambiantă și la presiunea la care începe injecția $p_i = p_z$.

Pentru calculul densității emulsiei la diverse presiuni, programul de calcul al variației de presiune și al legii de injecție utilizează ecuația (5.77). Pentru aceasta densitatea și modulul de elasticitate a combustibilului se calculează cu ajutorul subprogramelor pentru densitate și modul de elasticitate, iar pentru densitatea aerului se utilizează ecuația (5.60).

Pentru calculul cursei acului din momentul în care începe injecția h_{ai} se utilizează relația (5.24).

În programul CUMMINS condiția de început a injecției este dată de ecuația (5.25), adică injecția combustibilului începe în momentul când întregul volum al camerei de sub acul pompei injector este umplut complet cu combustibil și când presiunea din această cameră este mai mare decât presiunea din cilindrul motor.

$$\begin{aligned} h_a &\geq h_a^{B \text{ umpl. compl.}} \\ p_i^B &> p_z \end{aligned} \quad (5.25)$$

Calculul variației de presiune se efectuează din punctul corespunzător unghiului camei de început de injecție $\varphi_{ac} = \varphi_{ac_0}$ pînă la punctul corespunzător unghiului camei când încetează deplasarea acului $\varphi_{ac} = \varphi_{ac_s}$ cu pasul de calcul $\Delta\varphi_{ac}$.

Atunci când $h_a < h_a^{B \text{ umpl. compl.}}$ pentru că $\varphi_{ac} > \varphi_{ac_0}$ nu se realizează injecție, iar datele de ieșire ale programului pentru variația presiunii sînt:

- unghiul arborelui cu came φ_{ac} cu pasul $\Delta\varphi_{ac}$,
- presiunea sub acul pompei injector $p_i = p_z$,
- legea de injecție diferențială $dM_c / d\varphi_{ac} = 0$,
- legea de injecție integrală $M_c = 0$.

Injecția de combustibil începe când cursa acului $h_a > h_a^{B \text{ umpl. compl.}}$ și când presiunea din injector $p_i > p_z$.

Dacă presiunea din injector $p_i < p_z$ nu se realizează injecție de combustibil.

Variația presiunii combustibilului de sub acul pompei injector se determină prin rezolvarea ecuației diferențiale (5.89) prin metoda numerică Runge Kuta cu pasul $\Delta\varphi_{ac}$, valoarea presiunii în punctul de pornire fiind $p_i = p_z$. Programul realizează apoi legea de injecție diferențială și integrală. Datele de ieșire ale programului de calcul al variației de presiune sînt:

- unghiul arborelui cu came φ_{ac} cu pasul $\Delta\varphi_{ac}$,
- presiunea sub acul pompei injector p_i ,
- legea de injecție diferențială $dM_c / d\varphi_{ac}$,
- legea de injecție integrală M_c .

Componentă a programului "CUMMINS" de calcul al variației de presiune este subrutina CAMA care determină poziția, viteza și accelerația acului pompei injector în funcție de poziția și turația arborelui cu came al pompei injector. Prin integrarea accelerației acului pompei injector prezentată în figura (5.10) se obține viteza acului, iar la o nouă integrare a vitezei se obține cursa sau deplasarea acului. Pe acest principiu subrutina CAMA determină accelerația, viteza și deplasarea acului pompei injector în funcție de unghiul arborelui cu came al pompei injector.

În structura programului CUMMINS sînt incluse subrutine de calcul al densității și modulului de elasticitate a combustibilului în funcție de presiune. Valorile densității și modulului de elasticitate a combustibilului obținute din literatura de specialitate [42] sînt introduse în subrutine analitic sub forma unor polinoame de gradul doi.

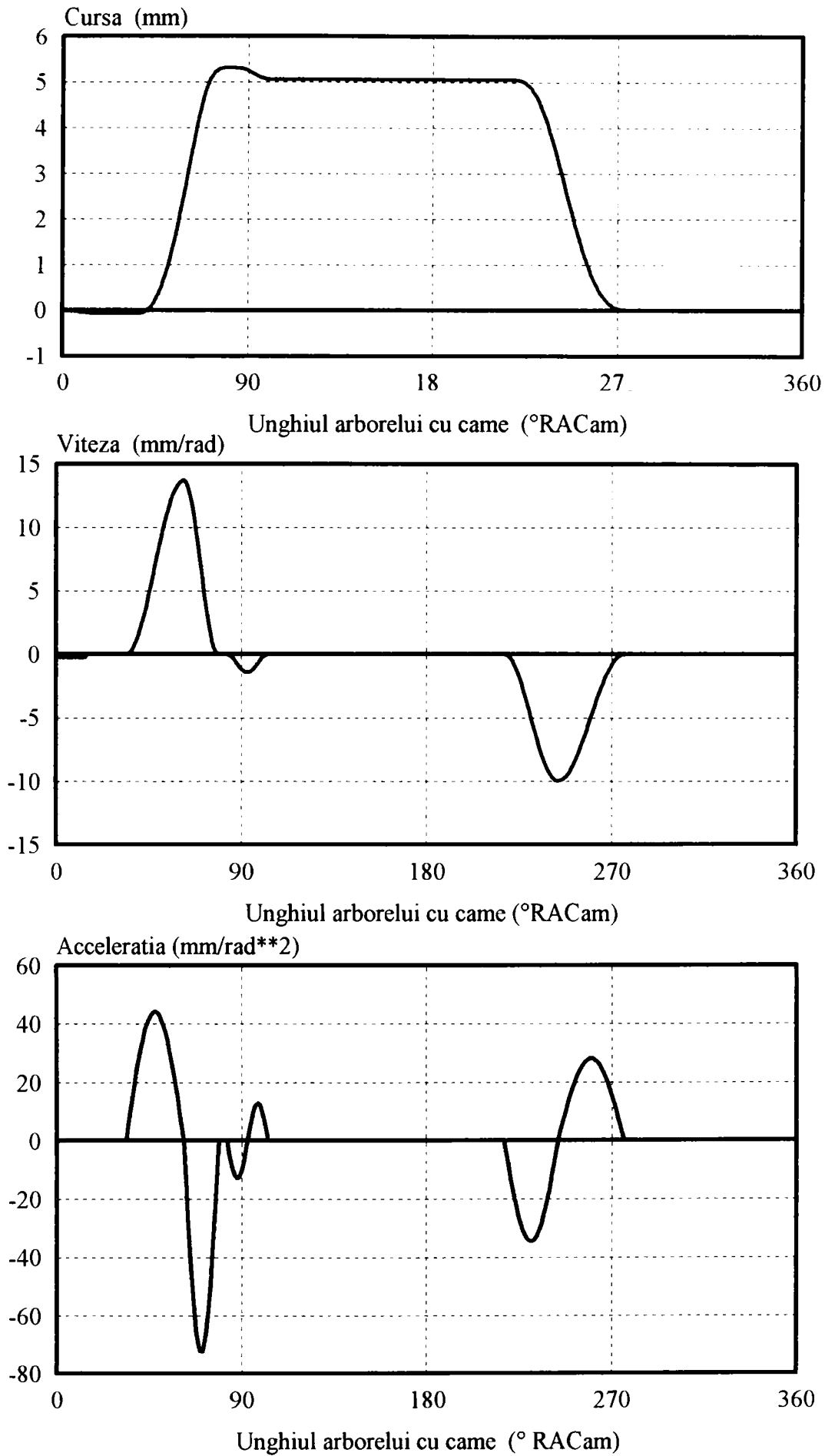


Figura 5.10.: Cursa, viteza și accelerația camei

6.0. CONCLUZII ȘI CONSIDERAȚII TEORETICE PRIVIND REZULTATELE OBTINUTE PRIN UTILIZAREA MODELULUI MATEMATIC

Presiunea de injecție și legea de injecție determinate cu ajutorul modelului matematic al injecției directe de combustibil realizată cu pompa injector Cummins PT, model exprimat sintetic prin ecuațiile 5.43; 5.46; 5.47, ca și influențele unor parametri ai modelului matematic sînt prezentate în analizele următoare. Pentru calculul variației de presiune și al legii de injecție a pompei injector Cummins PT se utilizează programul întocmit denumit "CUMMINS."

Constantele de calcul introduse pentru pompa injector Cummins PT sînt:

$E_i = 2 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ - modulul de elasticitate al materialului acului și tijei împingător;

$l_i = 0,268 \text{ m}$ - lungimea acului și tijei;

$d_p = 0,007632 \text{ m}$ - diametrul de comprimare al acului ;

$h_{MAX} = 0,007632 \text{ m}$ - cursa maximă a acului.

6.1. INFLUENȚA DIAMETRULUI ȘI NUMĂRULUI ORIFICIILOR DIN PULVERIZATORUL POMPEI INJECTOR

Diametrul orificiilor din pulverizatorul pompei injector prin care se injectează combustibil în cilindrul motorului influențează sensibil asupra valorilor presiunii maxime de injecție și cu mult mai puțin asupra legii de injecție, după cum se observă în figura 6.1.

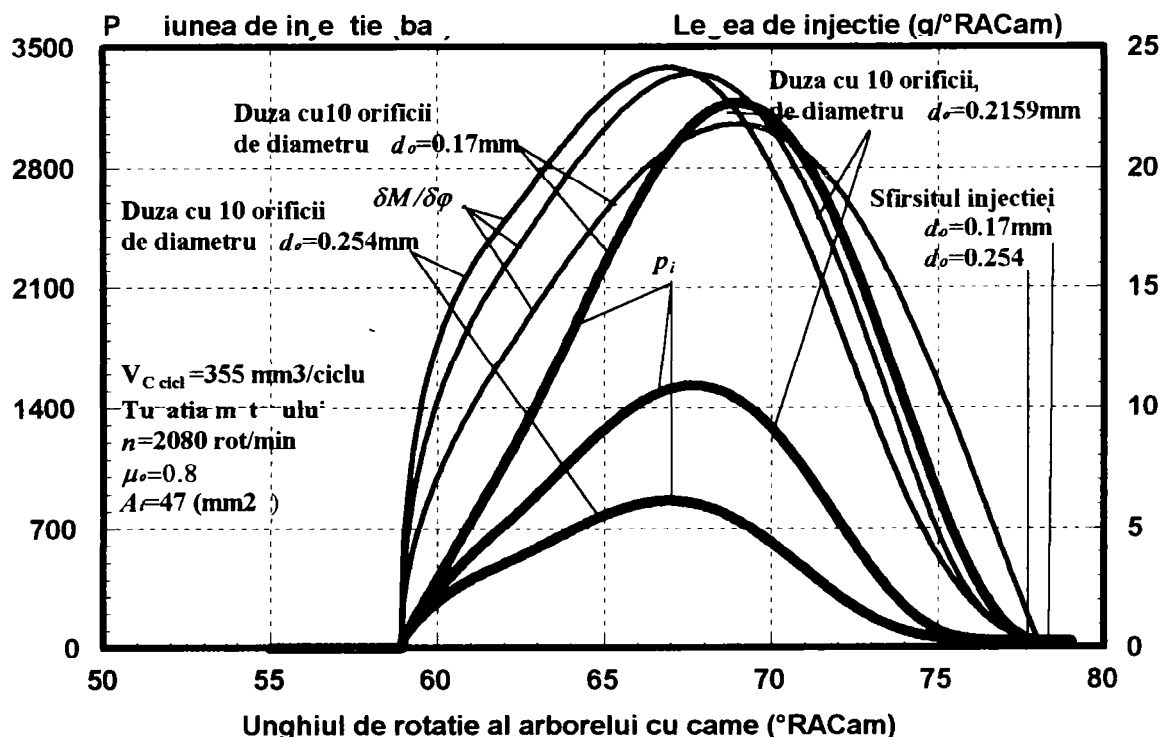


Figura 6.1.: Influența diametrului orificiilor din duza pompei injector asupra presiunii și asupra legii de injecție

Diametrul mai mic al orificiilor duzei sau un număr mai redus de orificii în duză conduc la o creștere semnificativă a presiunii de injecție, pe când legea de injecție suferă doar mici deplasări. Modificarea diametrului orificiului duzei pompei injector de la 0,254 mm la 0,2159 mm are ca și consecință o creștere a presiunii maxime de la cca 860 bar la 1520 bar concomitent cu o modificare a legii de injecție prin reducerea de la 24,1 mg/° RACam la 23,8 mg/° RACam. În același timp, valoarea maximă a curbei ce reprezintă legea de injecție se deplasează de la 67° RACam la 68° RACam.

Modificarea diametrului orificiilor duzei pompei injector de la 0,25 mm la 0,17 mm are ca și consecință pe lângă creșterea maximului de presiune la cca 3000 bar și o mică deplasare a sfârșitului injecției de la 77,7° la 78,3° RACam.

Influența reducerii numărului de orificii din duza pompei injector asupra presiunii și legii de injecție este similară cu influența reducerii diametrului orificiilor.

6.2. INFLUENȚA COEFICIENTILOR DE DEBIT AI ORIFICIILOR DUZEI POMPEI INJECTOR

Coeficientul de debit al combustibilului diesel (motorinei) prin orificiile duzei pompei injector măsurat pe stand specializat de presiune constantă trebuie privit cu rezerve. Motivul este acela că la standurile specializate de sarcină constantă, măsurarea coeficientului de debit se realizează la curgere sub o diferență de presiune de ordinul sutelor de bar, în timp ce curgerea prin orificiile duzei pompei injector se realizează sub diferențe de presiune de peste o mie de bar.

În figura 6.2 se prezintă dependența coeficientului de debit al orificiilor duzei unui injector al motorului diesel D-37 M, în funcție de diferența de presiune sub care are loc curgerea. Valoarea coeficientului de debit se modifică rapid, pînă ce diferența de presiune atinge 40 bar, după care coeficientul de debit are valoare practic independentă de diferența de presiune. Pentru calculul variației de presiune și al legii de injecție, valoarea coeficientului de debit trebuie să fie cît mai riguros determinată [46],[47],[48].

Coeficientul de debit al orificiilor duzei pompei injector influențează substanțial presiunea de injecție, dar foarte puțin legea de injecție, după cum rezultă din figura 6.3. Modificarea coeficientului de debit al orificiilor duzei pompei injector de la $\mu = 0,8$ la $\mu = 0,87$ are ca și consecință reducerea presiunii maxime de injecție de la 860 bar la cca 730 bar. Cu toate acestea, maximul legii de injecție rămîne practic nemodificat. Reducerea valorii coeficientului de debit la $\mu = 0,6$ mărește presiunea maximă de injecție la 1430 bar, în timp ce maximul legii de injecție rămîne practic tot imobil.

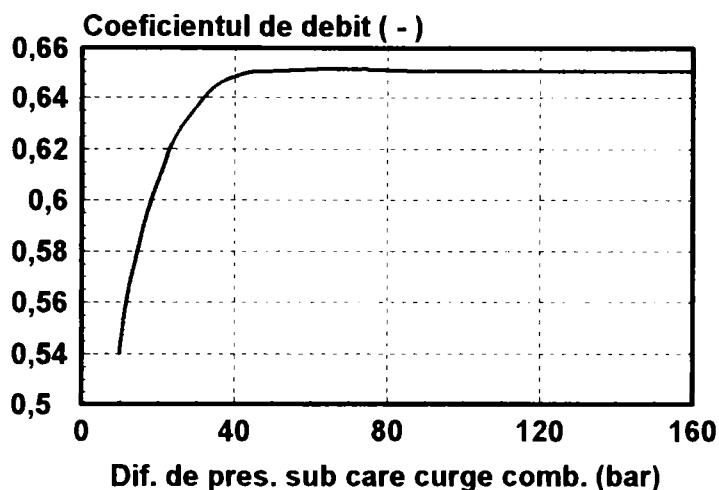


Figura 6.2.: Dependenta coeficientului de debit prin orificiile duzei de presiune [46]

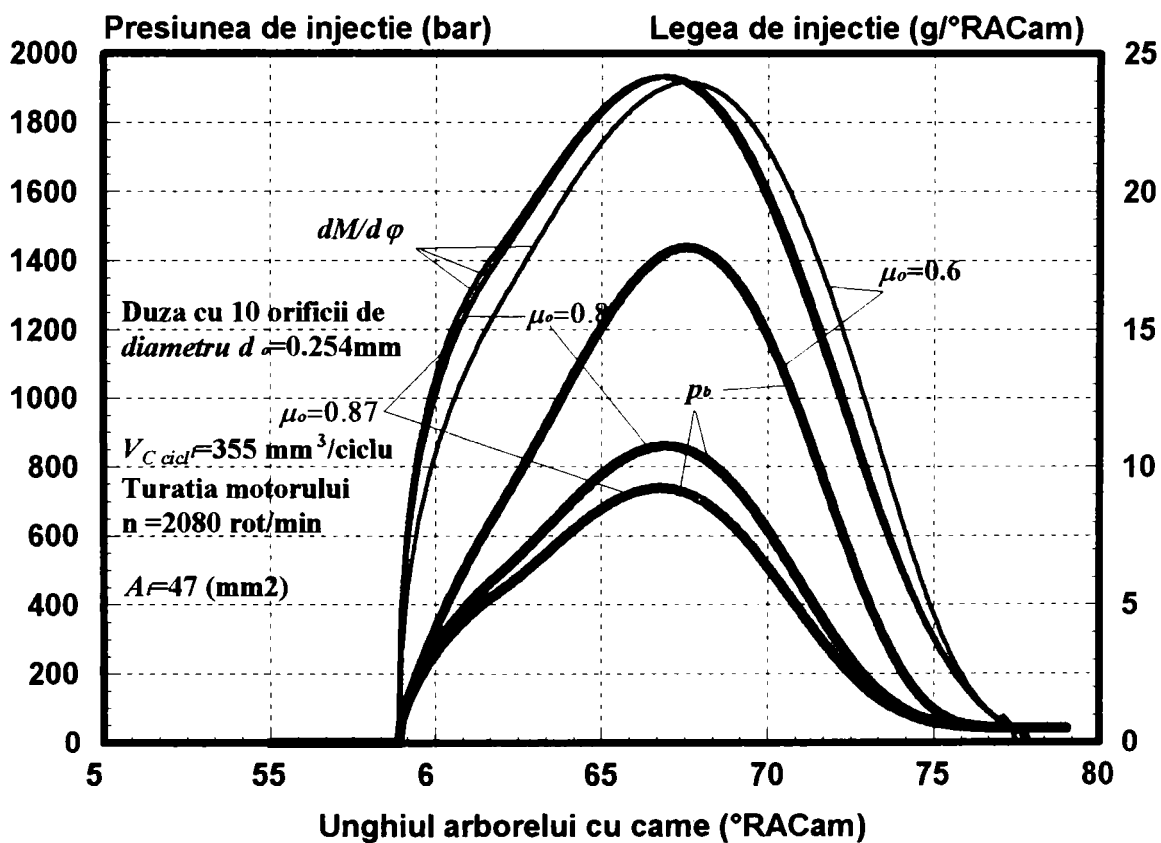


Figura 6.3.: Influența coeficientului de debit al orificiilor duzei pompei injector asupra presiunii de injecție și a legii de injecție

Pentru volumul ciclic de combustibil $V_{c\text{ ciclic}} = 355 \text{ mm}^3$ și pentru elementele de calcul date în figura 6.3, pentru $\mu = 0,87$ injecția se desfășoară de la 59° RACam la 78° RACam , iar pentru $\mu = 0,6$ injecția se desfășoară tot de la 59° RACam la 78° RACam .

Mărirea coeficientului de debit prin orificiile duzei pompei injector are ca și consecință reducerea presiunii de injecție în timp ce legea de injecție rămâne practic neschimbată.

6.3. INFLUENȚA ELASTICITĂȚII MECANISMULUI DE ACȚIONARE A ACULUI POMPEI INJECTOR

Elasticitatea sistemului de antrenare a acului pompei injector depinde de materialul, lungimea și diametrul elementelor sistemului. Acul pompei injector, tija împingător, culbutorul și rola tachet sînt confecționate din oțel. Lungimile elementelor din mecanismul de antrenare nu se pot modifica.

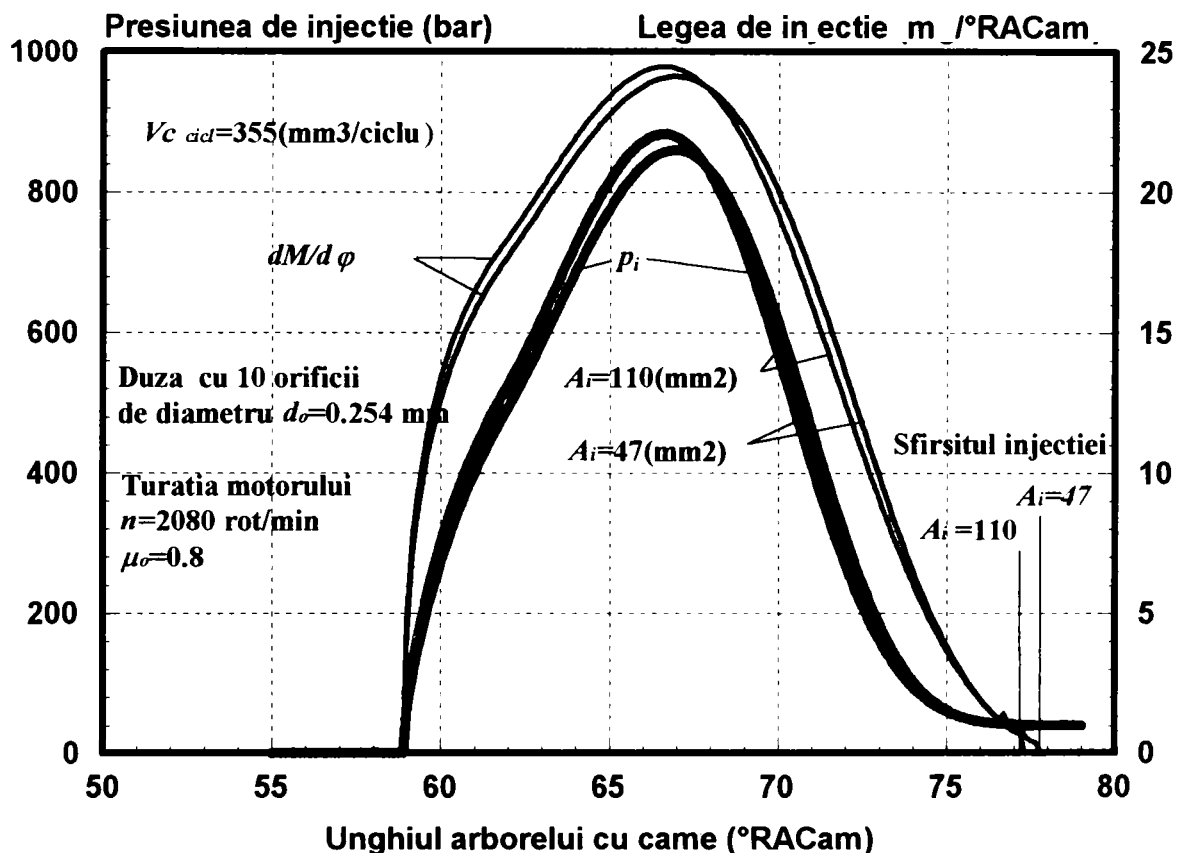


Figura 6.4.: Influența secțiunii echivalente a acului și tijeii împingător asupra presiunii și legii de injecție

În modelul matematic cu ajutorul căruia se calculează presiunea de injecție și legea de injecție, ecuațiile 5.43; 5.47, este luată în considerare și deformarea acului și a tijeii pompei injector. Deformarea culbutorului și a rolei tachet nu sînt luate în considerare. Elasticitatea sistemului de acționare a acului pompei injector se modifică cel mai ușor prin modificarea secțiunii echivalente a acului și tijeii, exprimată prin ecuația 5.36.

În figura 6.4, sînt prezentate curbe ale presiunii de injecție și ale legii de injecție a combustibilului calculate cu modelul matematic de injecție directă, prezentat pentru valori diferite ale secțiunii echivalente a acului și tijeii împingător.

Mărirea rigidității sistemului de acționare a acului pompei injector prin creșterea secțiunii echivalente a acului și tijeii împingător de la 47 mm^2 la 110 mm^2 are ca și consecință o foarte mică creștere a presiunii maxime cu cca 23 bar. În același timp, variația maximă corespunzătoare legii de injecție nu își modifică esențial valoarea sau poziția.

6.4. INFLUENȚA VOLUMULUI DE COMBUSTIBIL INJECTAT ASUPRA PRESIUNII DE INECȚIE ȘI A LEGII DE INECȚIE

În figura 6.5, se prezintă presiunea de inecție și legea de inecție a combustibilului diesel determinată cu ajutorul modelului matematic al inecției directe la inecția a $355 \text{ mm}^3/\text{cicl}$ și a $200 \text{ mm}^3/\text{cicl}$.

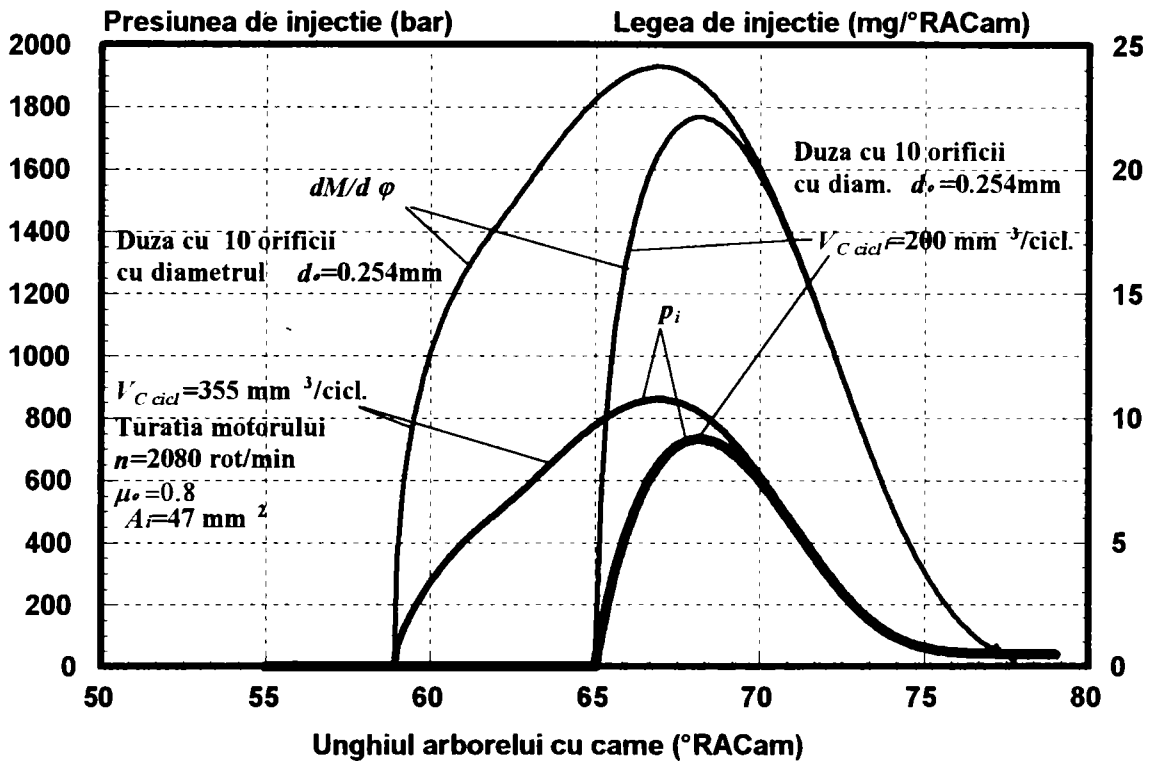


Figura 6.5.: Influența volumului ciclic al combustibilului asupra presiunii de inecție și a legii de inecție

Reducerea volumului ciclic de combustibil care trebuie inecțat de la $355 \text{ mm}^3/\text{cicl}$ la $200 \text{ mm}^3/\text{cicl}$ are ca și consecințe reducerea valorii maxime a presiunii de la 860 bar la 730 bar, o mică reducere a maximului corespunzător legii de inecție de la $24 \text{ mg}/^\circ \text{RACam}$ la $22 \text{ mg}/^\circ \text{RACam}$ și o deplasare a începutului inecției cu cca 6°RACam . Sfirșitul inecției rămâne însă fix.

6.5. INFLUENȚA FAZEI GAZOASE ÎN EMULSIA DE COMBUSTIBIL CU PRODUSE DE ARDERE ȘI AER

În incinta de sub vârful acului pompei inecțor se produce amestecarea combustibilului la început cu gazele arse, iar mai târziu cu aer comprimat din cilindrul motor, ceea ce conduce la formarea unei emulsii de combustibil, produse de ardere și aer. În cilindrul motorului, acul inecțează o emulsie bifazică.

Faza gazoasă (aer și produse de ardere) practic nu are efect asupra presiunii de inecție și asupra legii de inecție. În figura 6.6. se prezintă variația presiunii și legea de inecție (calculată) pentru inecția combustibilului diesel cu 0% gaze, adică 0% aer în combustibil și la inecția combustibilului diesel cu 20% gaze, respectiv 20% aer în combustibil. Practic curbele sînt suprapuse.

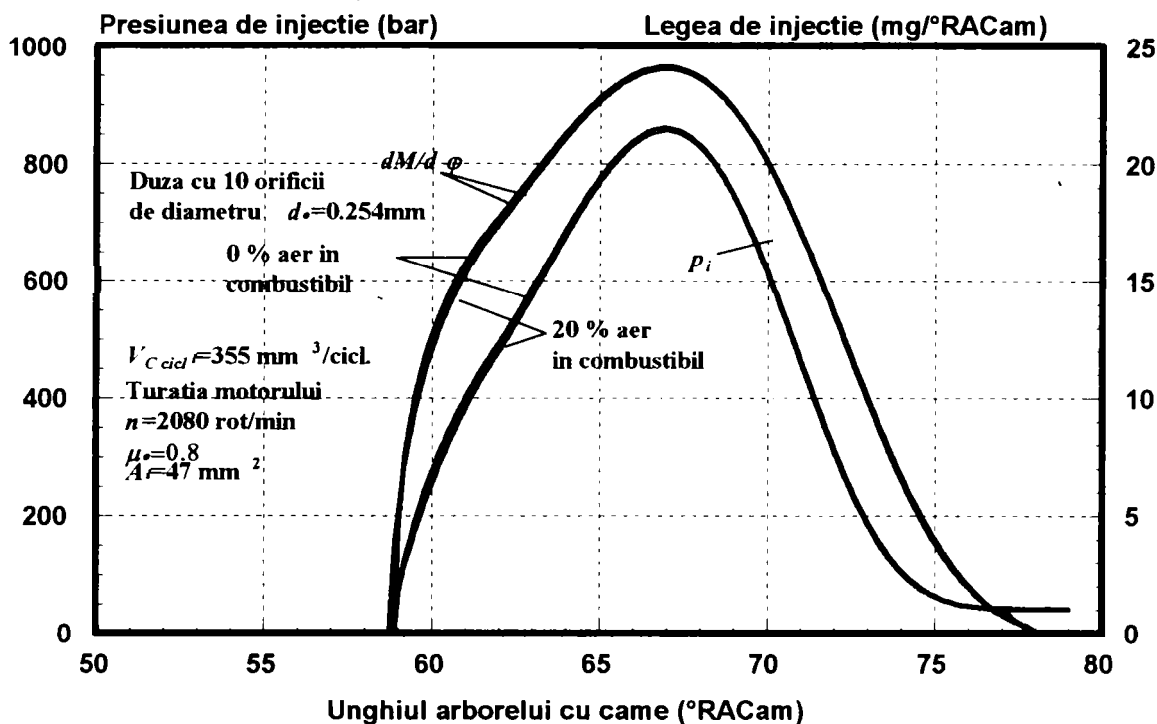


Figura 6.6.: Influența aerului în combustibilul diesel (în emulsie) asupra presiunii și legii de injectie

6.6. INFLUENȚA TURAȚIEI MOTORULUI ASUPRA PRESIUNII ȘI A LEGII DE INJECTIE

În figura de mai jos se prezintă presiunea și legea de injectie determinate cu ajutorul modelului matematic pentru cazul aceleiași doze ciclice $V_{c\text{ cicl}} = 355 \text{ mm}^3/\text{cicl}$ injectate la 2080 rotații/min. și 1400 rotații/min. (rotații arbore cotit)

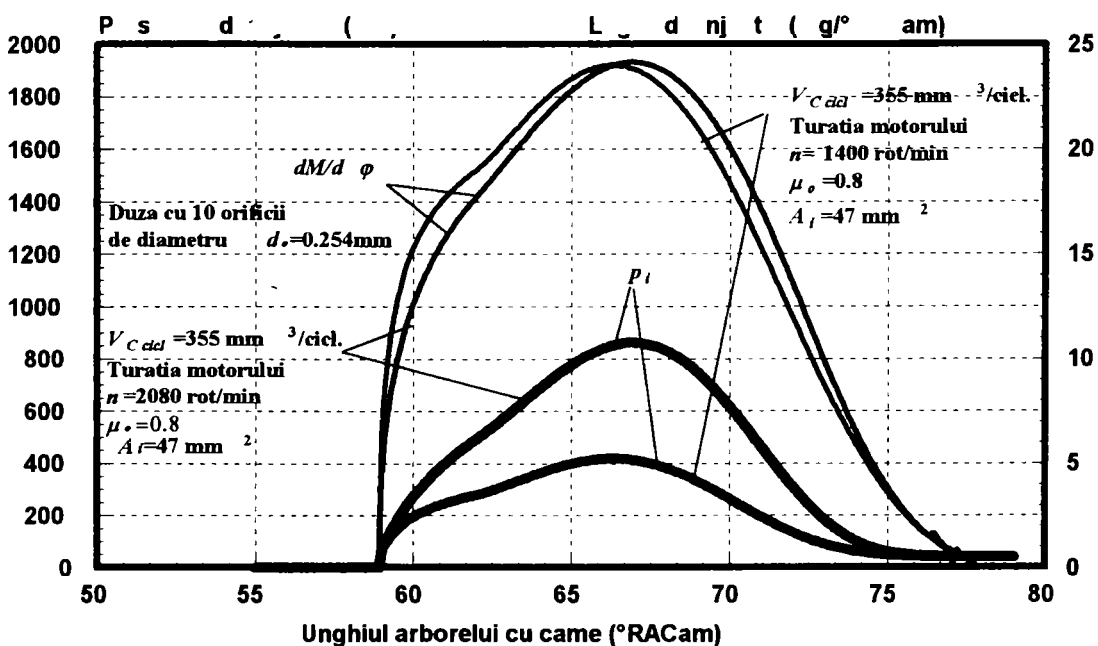


Figura 6.7.: Influența turației motorului asupra presiunii și legii de injectie

Modificarea vitezei unghiulare a arborelui cotit al motorului influențează în mod deosebit presiunea de injecție, în timp ce legea de injecție aproape că nu depinde de turație.

La modificarea turației motorului de la 2080 rotații/min. la 1400 rotații/min., în ipoteza că doza ciclică rămâne nemodificată, presiunea maximă scade de la 860 bar la cca 420 bar, în timp ce valoarea maximă a curbei ce reprezintă legea de injecție a rămas practic aceeași.

Viteza acului pompei injector care se află în corelație directă cu turația motorului determină practic presiunea de injecție. Creșterea vitezei acului duce la creșterea presiunii de injecție.

6.7. CARACTERISTICILE INJEȚIEI DEPENDENTE DE TURAȚIA MOTORULUI ȘI VOLUMUL DE COMBUSTIBIL INJECTAT

Alura presiunii și legii de injecție determinate cu ajutorul modelului matematic este caracterizată de următoarele mărimi:

p_{imax} - presiunea maximă de injecție,

$(dM/d\varphi)_{max}$ - maximul caracteristicii de injecție,

$\varphi_{ac. incep. inj.}$ - unghiul începutului injecției,

$\varphi_{ac. inj} = \varphi_{ac. sfr. inject.} - \varphi_{ac. incep. inject.}$ -unghiul "duratei" injecției.

Caracteristicile numite mai sus, în dependență cu turația motorului și volumul dozei ciclice injectate, se calculează cu ajutorul modelelor matematice și sînt reprezentate în diagramele din figurile 6.8; 6.9; 6.10 și 6.11. Caracteristicile prezentate sînt calculate pentru:

$p_z = 40$ bar -presiunea din cilindrul motor se consideră că are valoare constantă,

$d_p = 9,5365$ mm -diametrul de comprimare al acului pompei injector,

$\mu_o = 0,71$ - coeficientul de debit al orificiilor duzei pompei injector,

$d_o = 0,2159$ mm - diametrul orificiilor din duza pompei injector (duza are 9 orificii),

$A_i = 47$ mm² - secțiunea medie echivalentă a acului și tijeii pompei injector,

$\xi = 0\%$ - se consideră că se injectează doar combustibil lichid. (fără aer sau gaze de ardere).

6.7.1. Presiunea maximă de injecție, figura 6.8.

Modificarea relativă a presiunii maxime în dependență cu cantitatea de combustibil injectată este cu atît mai mare, cu cît turația motorului este mai ridicată. Tendința în programele de proiectare este ca presiunea maximă de injecție să nu depindă de turația motorului. În figura 6.12 este prezentată dependența presiunii de injecție de turația motorului pentru sistemul HEUI (Hydraulic Electronic Unit Injector) care a fost promovat de firma Caterpillar [32].

6.7.2. Maximul legii de injecție, figura 6.9.

Maxima valoare a curbei ce oferă legea de injecție în dependență de doza ciclică de combustibil este totdeauna mai mare la turații mai reduse. Cu creșterea dozei ciclice, curba de dependență a valorilor maxime este mai puțin abruptă, avînd o pantă mai mică.

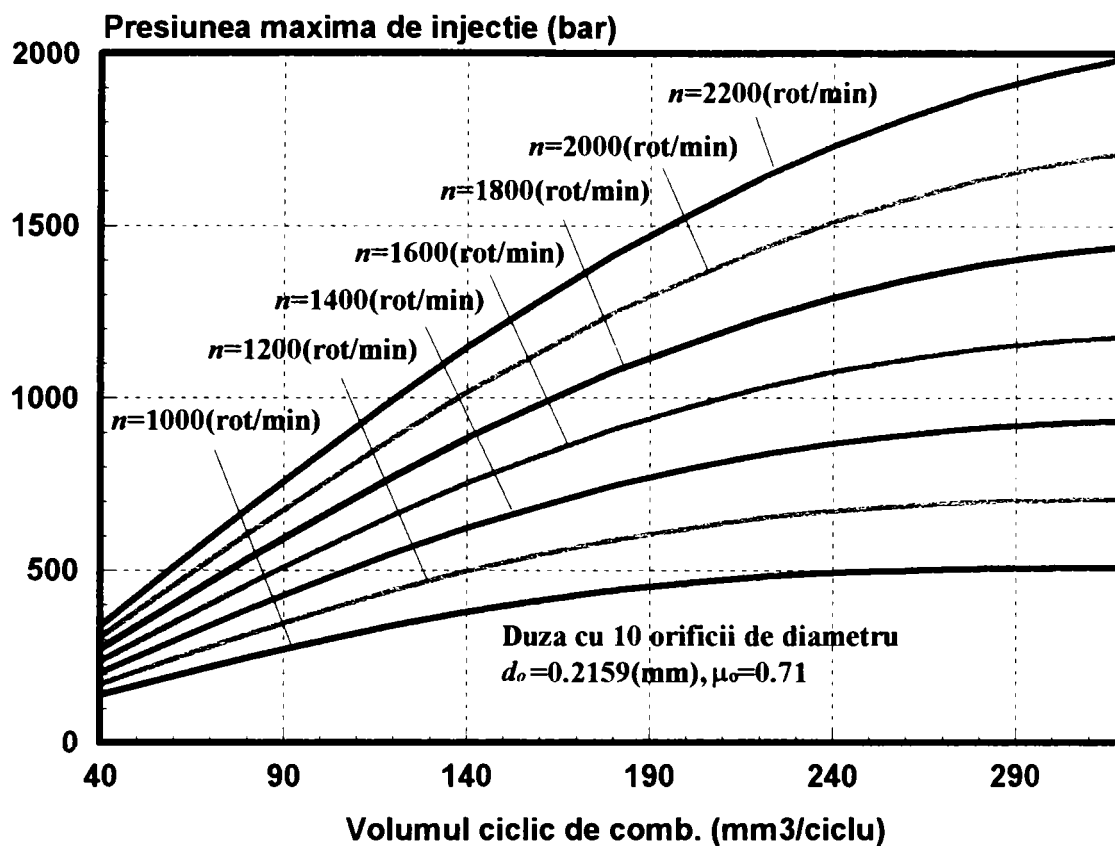


Figura 6.8.: Presiunea maximă de injecție în dependență cu doza ciclică și turația motorului

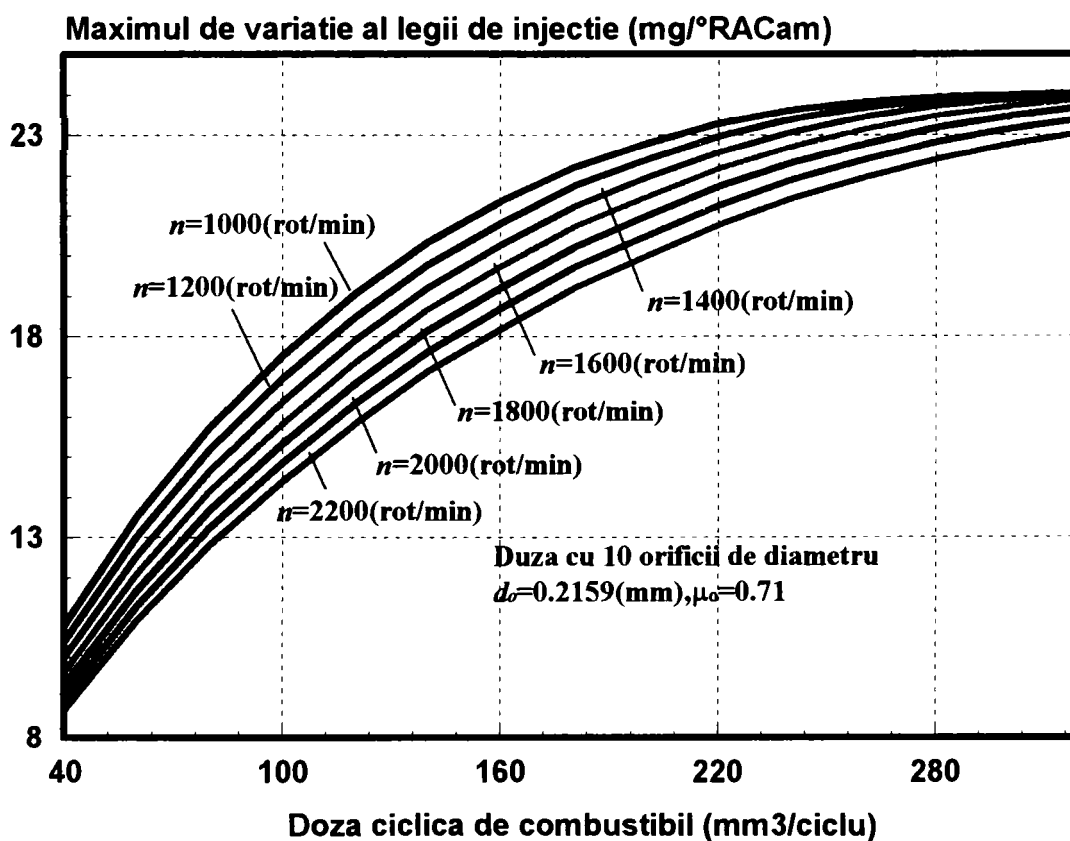


Figura 6.9.: Valoarea maximă a legii de injecție în dependență cu doza ciclică și turația motorului

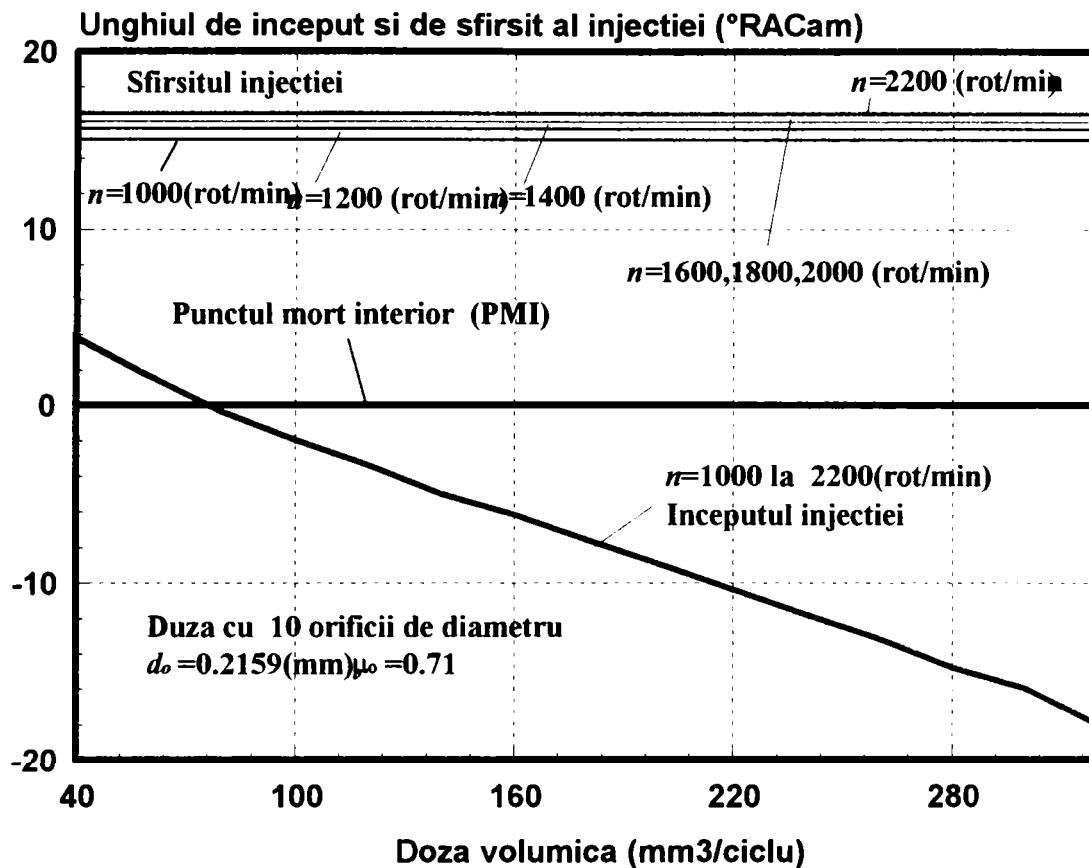


Figura 6.10.: Începutul și sfârșitul injectiei de combustibil în dependență cu doza ciclică și turația motorului

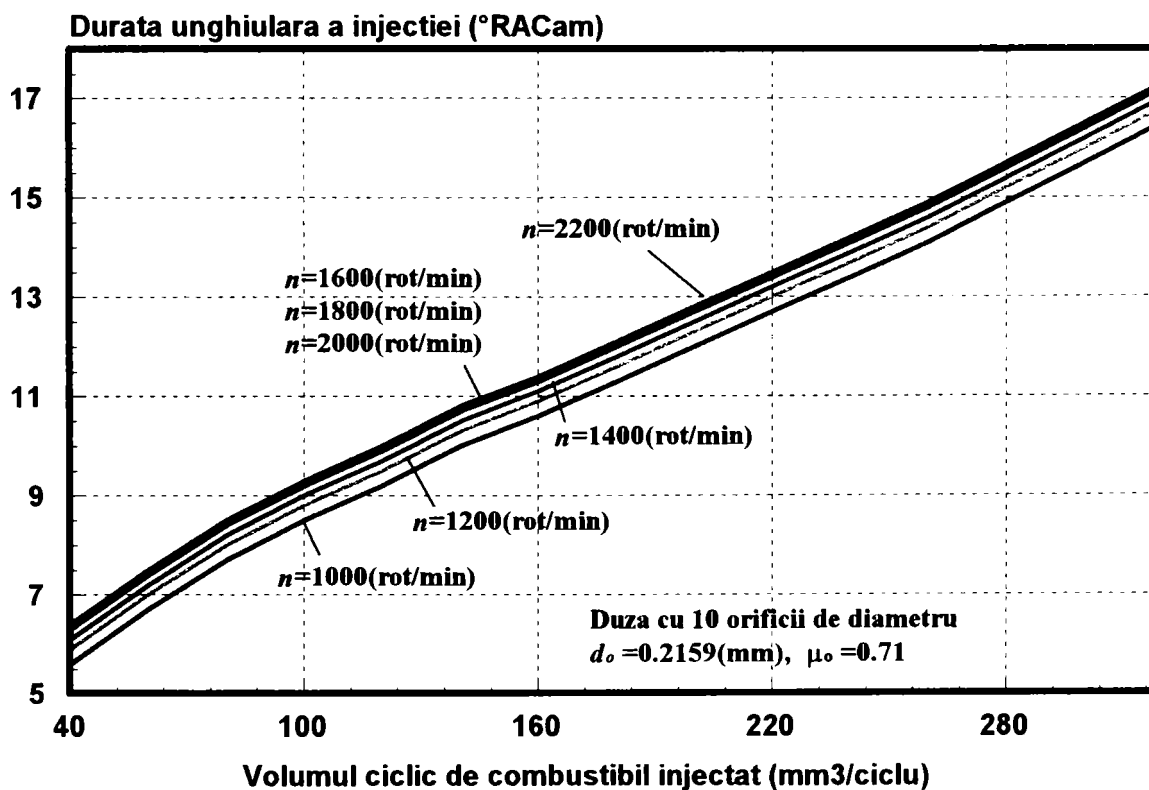


Figura 6.11.: Durata unghiulară a injectiei de combustibil în funcție de doza ciclică și turația motorului

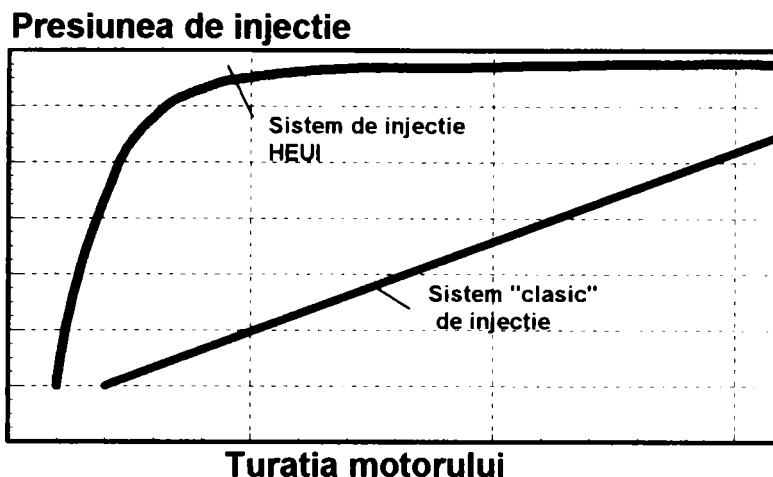


Figura 6.12.: Presiunea de injecție la noua generație HEUI de pompe injector ale firmei Caterpillar [32]

6.7.3.Începutul și sfârșitul injecției, figura 5.10.

Începutul injecției depinde numai de volumul de combustibil care trebuie injectat pe ciclu. Cu creșterea volumului dozei ciclice, acul pompei injector începe mai devreme procesul de injecție a combustibilului. Începutul injecției nu depinde de turația motorului.

În figura 6.10. este prezentat și unghiul sfârșitului injecției. Când acul se sprijină pe sediul său din duză, procesul de injecție se încheie.

6.7.4.Durata unghiulară a injecției, figura 6.11.

Durata unghiulară a injecției depinde cel mai mult de volumul de combustibil care se injectează. Cu creșterea turației motorului, crește și durata unghiulară a injecției, pentru că și sfârșitul injecției este modificat de creșterea turației.

6.8.MĂRIMI CARACTERISTICE CALCULATE ALE MOTORULUI Trz 6LN MODIFICAT, FUNCȚIONÎND CU SISTEM DE ALIMENTARE CUMMINS PT

Pentru motorul Trz 6LN funcționând cu sistem clasic de alimentare -pompa- conductă-injector - prin măsurare s-au obținut dependențele[41]:

$$C_h = C_h f(p_e) \quad (6.1.)$$

unde:

C_h - consumul orar de combustibil (kg/h)

p_e - presiunea medie efectivă a motorului .

Măsurările au fost efectuate în intervalul de la 1000 la 2000 rotații /minut.

Volumul ciclic de combustibil injectat în (mm^3/ciclu) se poate obține din consumul orar de combustibil:

$$V_{c.ciclic.} = \frac{10^9 C_h}{i \frac{n}{2} 60 \rho_c} \quad (6.2)$$

unde:

i = numărul de cilindri ai motorului.

Din ecuația (6.1) cu ajutorul relației (6.2) se obține:

$$V_{c.ciclic.} = V_{c.ciclic.} f(p_e) \quad (6.3)$$

Cu ajutorul (6.3) și din valorile calculate, se obține:

$$p_{i_{max}} = p_{i_{max}} f(n, V_{c.ciclic.}) \quad (6.4)$$

reprezentată grafic în figura 6.8, rezultă astfel diagrama universală după presiunea maximă de injecție în cazul motorului Trz 6LN modificat, când funcționează cu sistem Cummins PT. Diagrama este prezentată în figura 6.13.

În mod similar s-au obținut: diagrama universală după viteza maximă de injecție (figura 6.14), diagrama universală după unghiul începutului de injecție (figura 6.15) și diagrama universală după unghiul duratei injecției (6.16).

În figurile 6.17 și 6.18 sînt prezentate modificarea presiunii de injecție și a legii de injecție pe întregul domeniu de funcționare a motorului Trz 6LN.

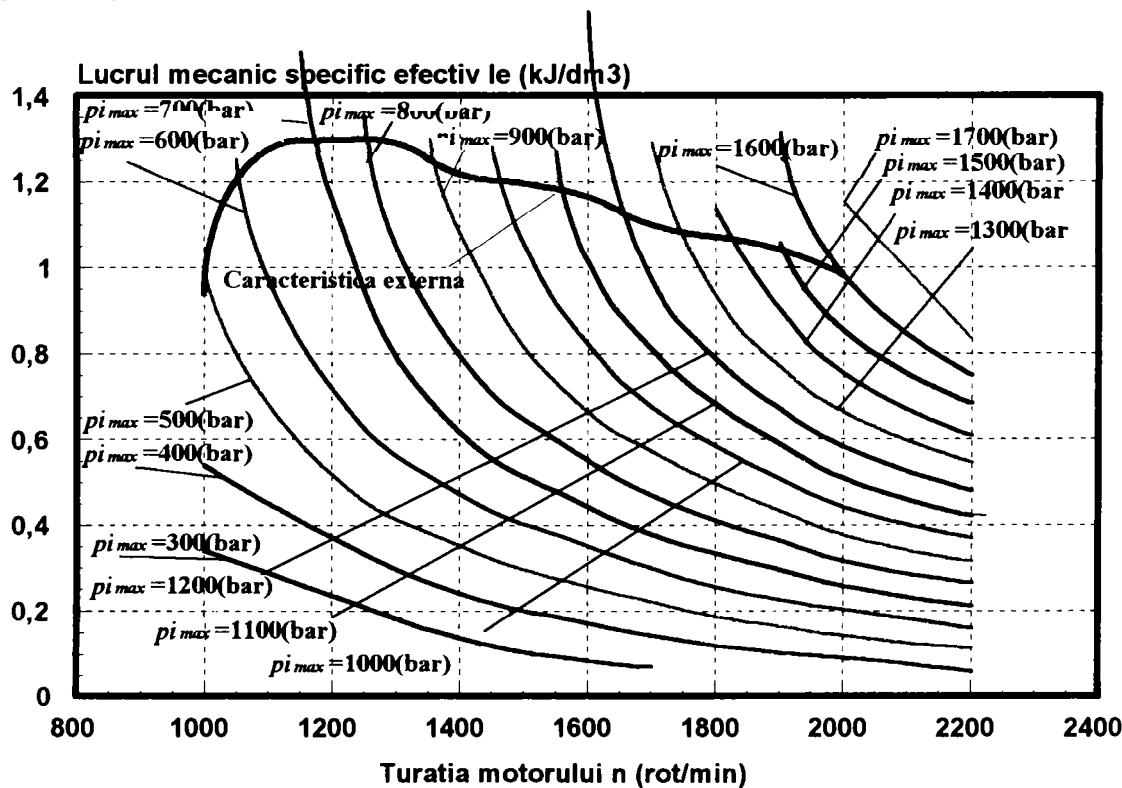


Figura 6.13.: Diagrama universală după presiunea maximă de injecție

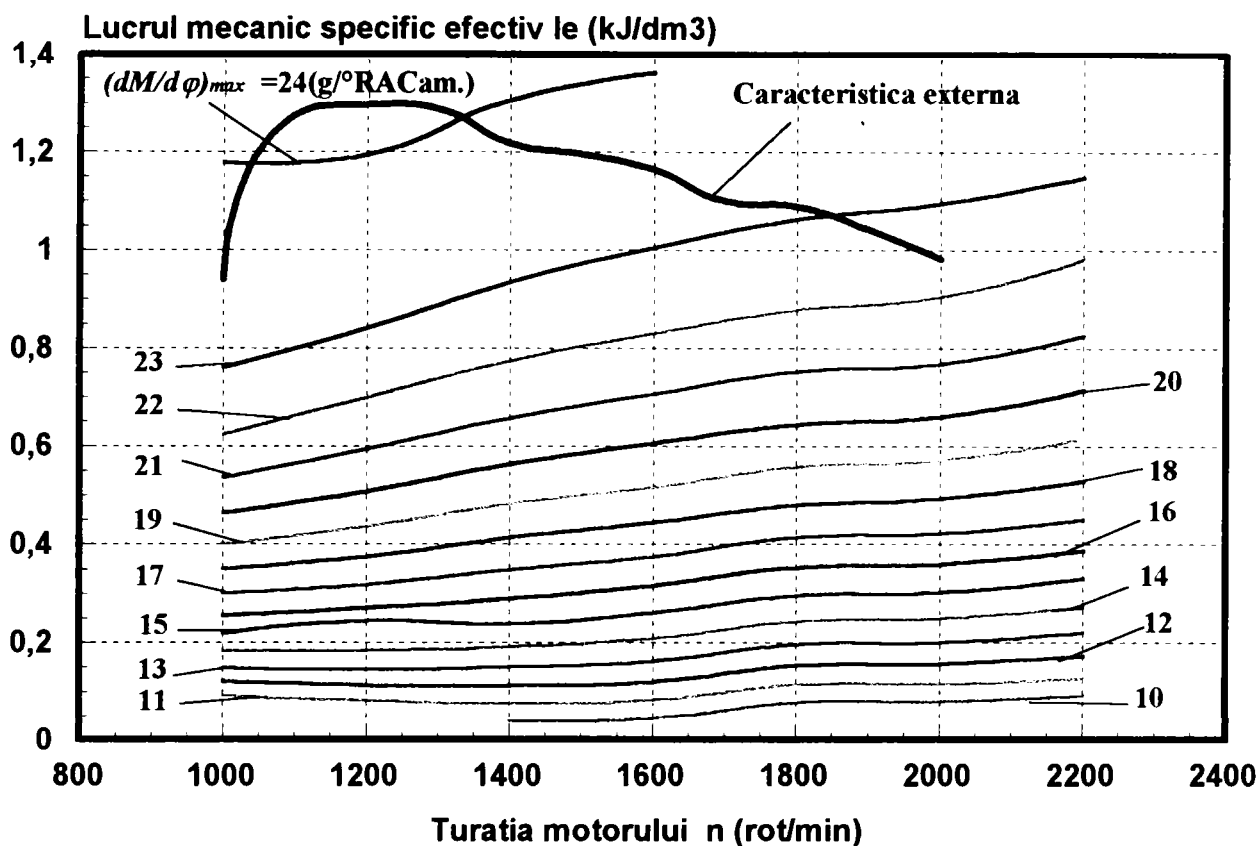


Figura 6.14.: Diagrama universală după maximul legii de injecție

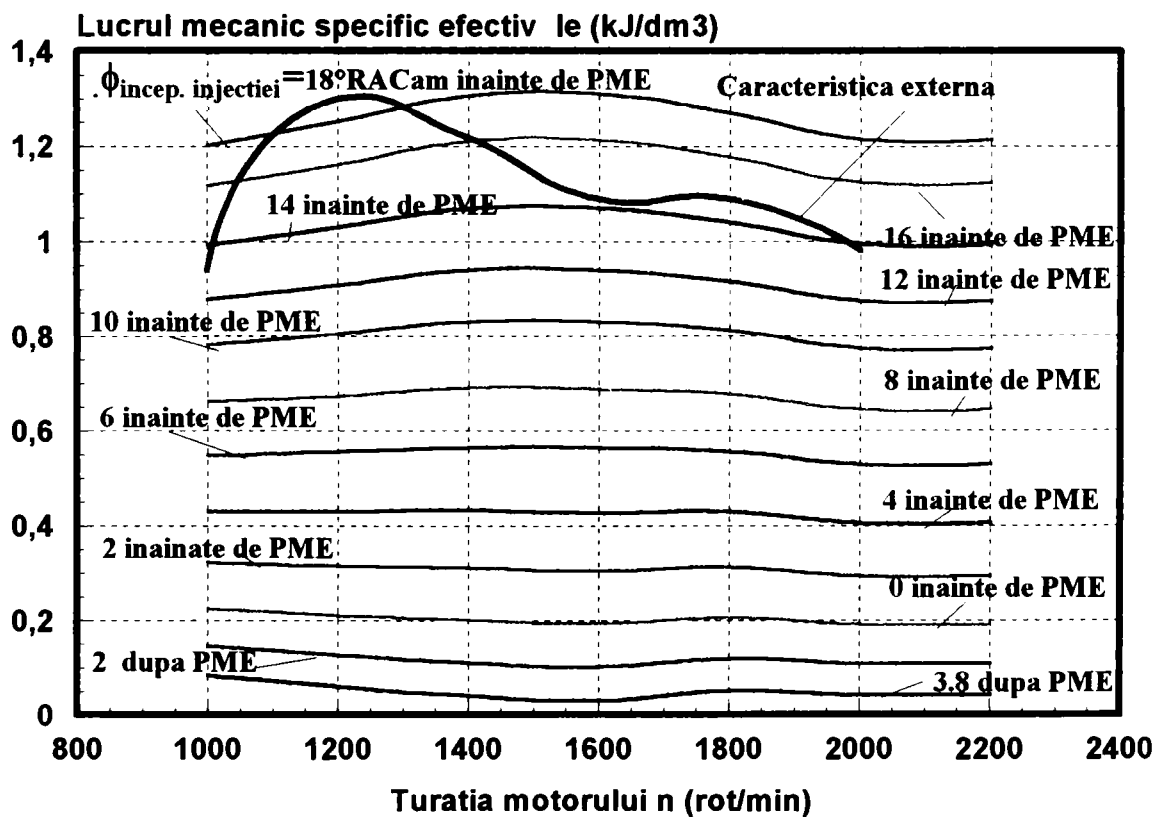


Figura 6.15.: Diagrama universală după unghiul începutului injecției

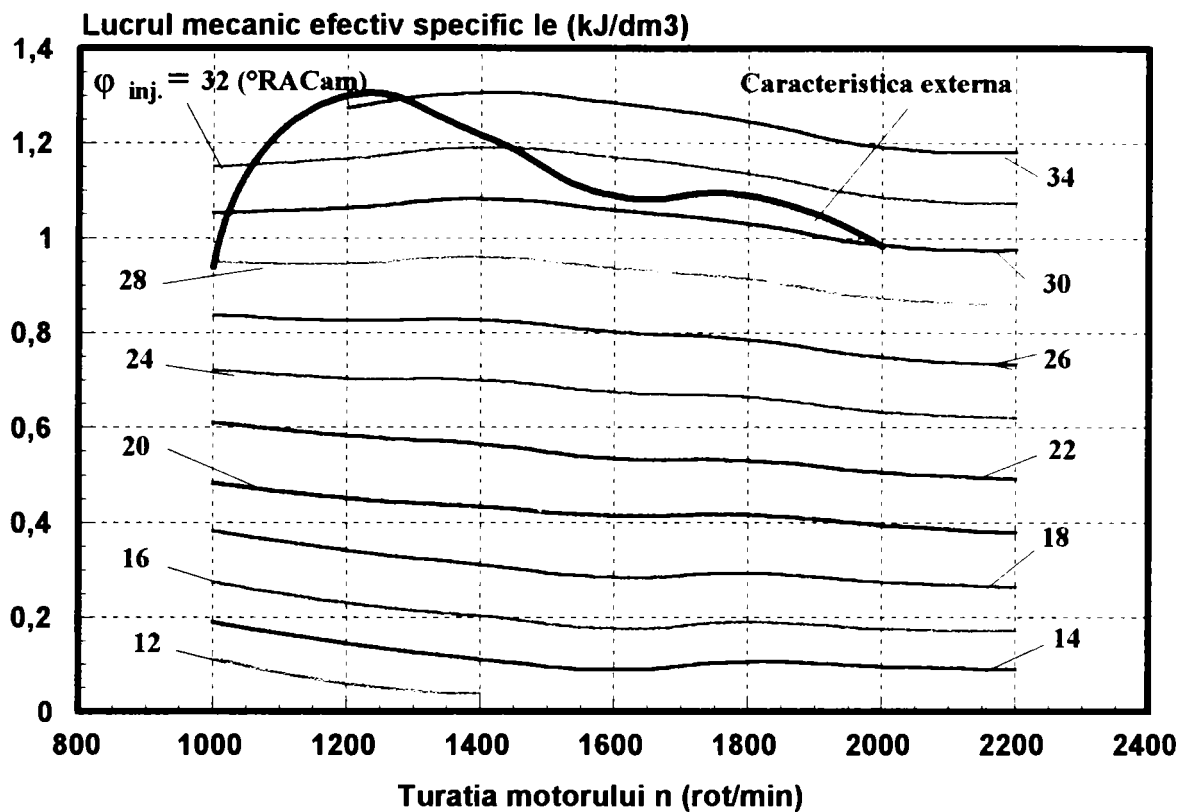


Figura 6.16.: Diagrama universală după durata unghiulară a injectiei combustibilului

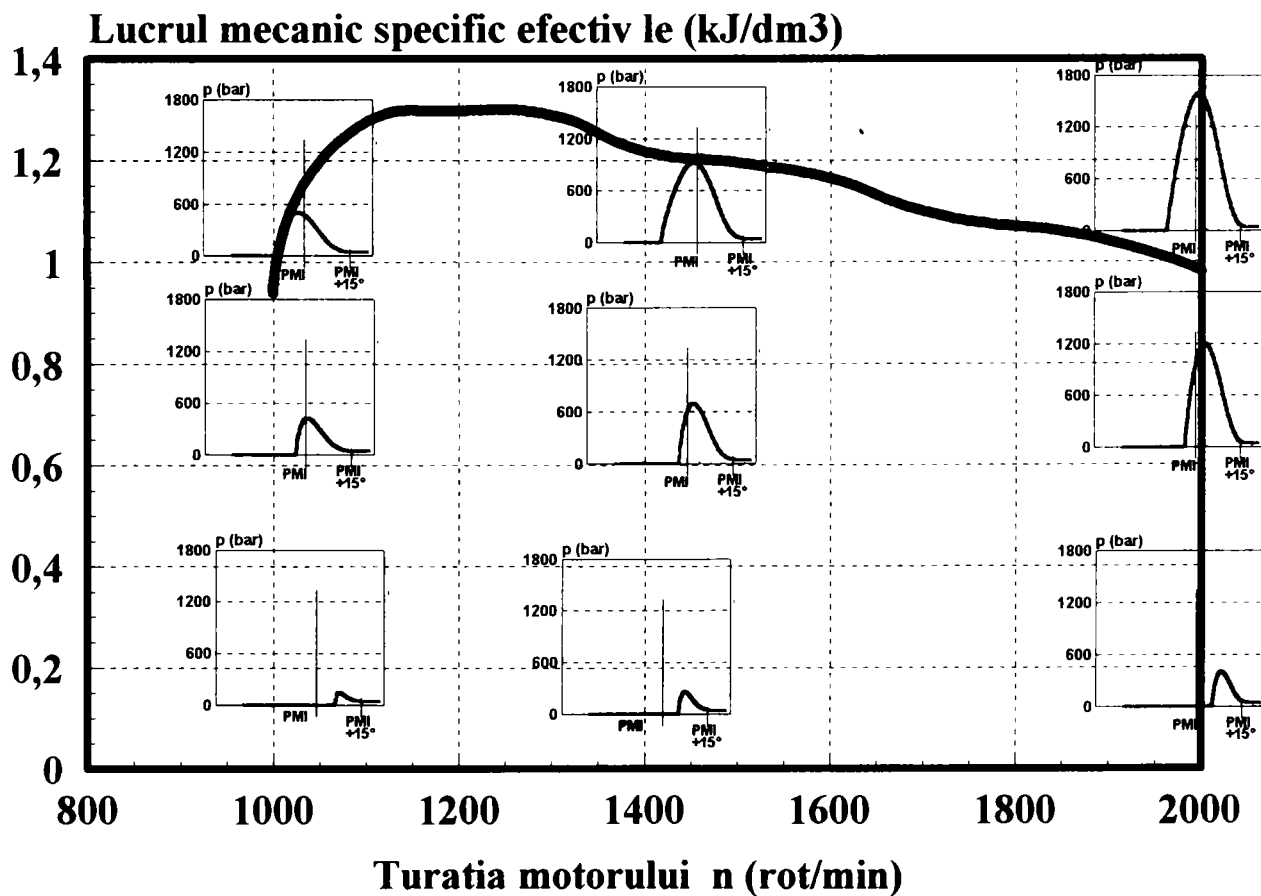


Figura 6.17.: Presiunea maximă de injectie în tot spațiul de lucru al motorului

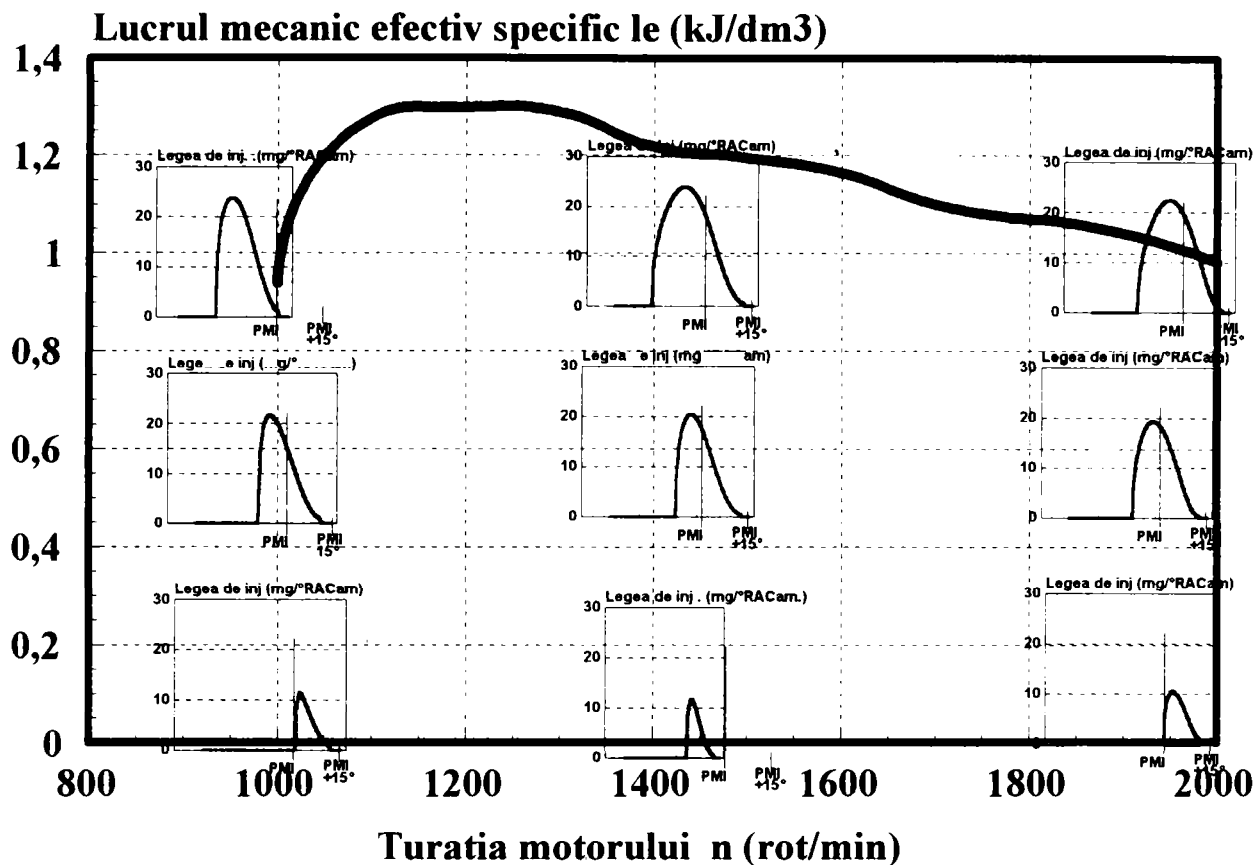


Figura 6.18.: Legea de injecție în spațiul de lucru al motorului

6.9. VARIAȚIA ȘI VALORILE CARACTERISTICILOR DE INECȚIE A COMBUSTIBILILOR DIESEL PREZENTATE ÎN LITERATURA DE SPECIALITATE

În imaginile de mai jos se prezintă caracteristicile de injecție pentru două sisteme deja consacrate în lume.

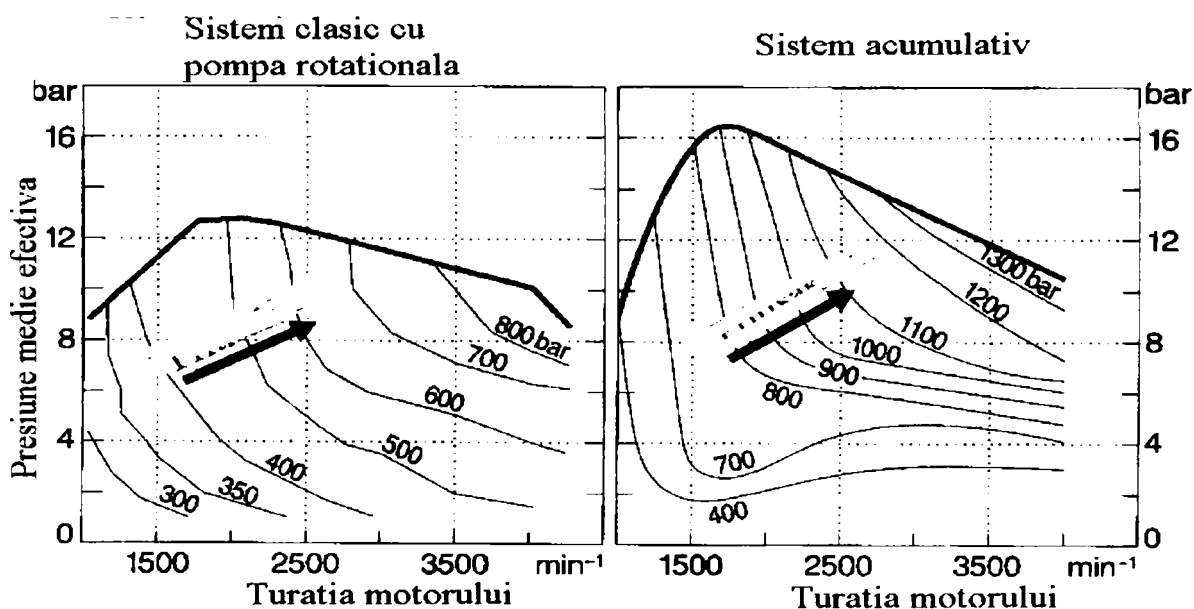


Figura 5.19.: Diagrame universale după presiunea de injecție pentru motoare cu sistem clasic de injecție și motoare cu sistem Common Rail de injecție [6]

În figura 6.19 se prezintă diagramele universale după presiunea de injecție pentru motoare cu sistem clasic de injecție (cu pompă rotațională) și pentru motoare cu sisteme moderne de injecție de tip acumulativ (magistrală comună).

Este evident că motorul prevăzut cu sistemul modern (acumulativ) de alimentare lucrează în întreg spațiul de lucru cu presiuni de injecție care sînt mai mari decît presiunea asigurată de sistemul clasic de alimentare. Motorul cu sistemul Comon Rail are presiunea medie efectivă mai mare decît motorul cu sistem clasic.

Caracteristicile de injecție ale pompei injector Lucas cu gestiune și comandă electronică (Lucas EUI 200) sînt prezentate în figura 6.20.

La sistemul Lucas EUI 200 diametrul orificiilor duzei influențează mult presiunea de injecție. Diametre mai mici ale orificiilor duzei conduc la creșterea presiunii de injecție, în timp ce durata injecției crește corespunzător.

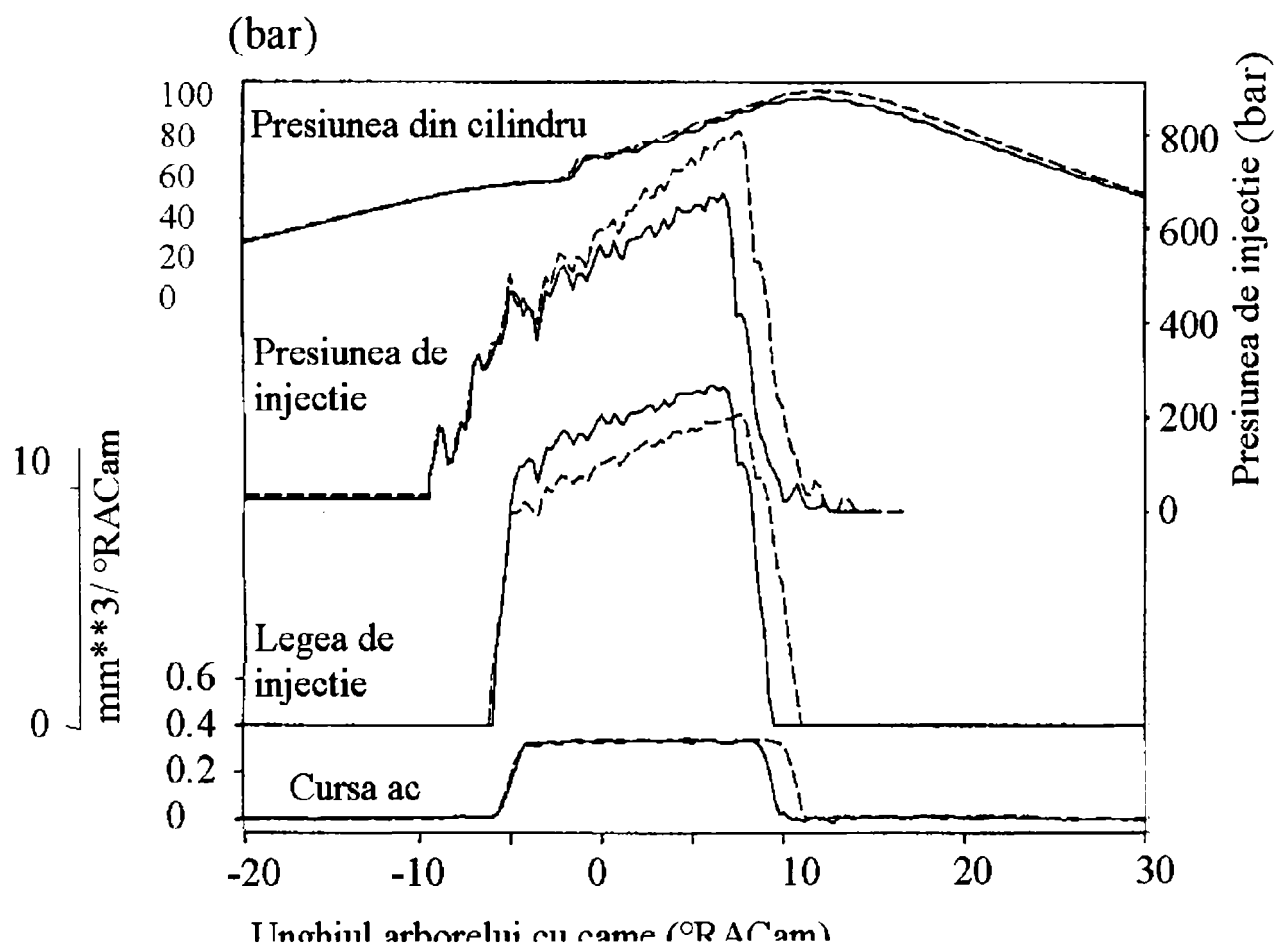


Figura 6.20.: Presiunea în cilindrul motorului, presiunea de injecție, legea de injecție și cursa acului la sistemul de injecție Lucas EUI 200. [20].

Linia întregă se referă la duza cu 8 orificii cu diametrul de 0,24 mm iar linia întreruptă se referă la duza cu 8 orificii și diametru 0,22 mm.

Presiunea mai mare de injecție are drept consecințe nu numai creșterea presiunii din cilindrul motorului, ceea ce se și observă în figură, ci și o sensibilă reducere a fumului, a consumului specific, dar există tendințe de creștere a emisiilor de NO_x [15], după cum se observă în tabelul de mai jos:

Tabela 6.1

Pulverizator	Grad de fum (după Bosch)	Consum specific [g/kWh]	NO _x [ppm]
8 X 0,24	1,87	221,7	913
8 X 0,22	0,52	216,2	1097

Valorile din diagramă și tabel au fost măsurate pe un motor experimental monocilindric: "PROTEUS" cu cilindrul de 2 dm³, raportul de comprimare 15,5, $n_{max}=2050$ rot/min. Măsurările s-au efectuat la 32% n_{max} și 84% sarcină, în conformitate cu modul opt de testare SUA pentru motoare grele pentru automobile, test apropiat condițiilor de moment maxim [15].

7.0.DETERMINĂRI EXPERIMENTALE

Pentru a confirma valabilitatea modelului matematic - în limitele sale - precum și pentru a argumenta particularitatea proceselor care descriu principiul funcționării pompei injector Cummins PT comparativ cu sistemele clasice de injecție, a fost necesară parcurgerea unui program experimental. Fiecare etapă a acestui program a necesitat realizarea unor standuri experimentale specifice sau adaptarea unor standuri existente.

În prima etapă s-a organizat un stand care permite măsurarea și înregistrarea forței totale ce acționează asupra acului-piston al pompei injector, forță proporțională cu presiunea sub care se realizează injecția. Ca traductor de forță a fost folosită chiar tija împingător a pompei-injector, ale cărei deformații elastice longitudinale au fost măsurate cu ajutorul unui traductor tensometric (cu timbre tensometrice). Pentru a se putea realiza condiții controlabile și repetabile în funcționare, măsurările au fost efectuate cu pompa injector funcționând pe un banc de verificări special marca Hatridge.HA 285, destinat reglării pompelor injector tip Cummins și Detroit Diesel (similar bancurilor de ceticubat pentru pompele de injecție clasice Bosch).

La funcționarea pe bancul Hatridge HA 285 nu se realizează injecția combustibilului real (a motorinei), ci a unui fluid etalon de calibrare, de asemenea, injecția propriu-zisă nu se face în condiții similare cu cele din cilindrul unui motor, ci într-un dispozitiv ce conține lichidul etalon. Din acest motiv, pentru evidențierea unor aspecte specifice funcționării la cald, a fost necesară măsurarea forțelor de injecție și în condiții reale de funcționare, pe un motor de serie care a fost modificat special în acest scop. Principial, și în cazul acesta, a fost utilizată aceeași metodă, măsurându-se deformația elastică tot pe tija împingător a unei pompe-injector, care funcționa acum în condiții reale. Această fază a presupus modificarea motorului, care a fost ales astfel încât să îndeplinească câteva cerințe constructive obligatorii, pentru ca modificările să fie posibile (patru supape acționate direct de came, axe cu came în chiulasă, injector plasat central, alezaj suficient de mare (peste 120mm), posibilități de adaptare a antrenării pompei de alimentare). Cel mai bine a corespuns motorul V 6, având șase cilindri în linie, care după modificare a fost denumit Trz 6LN. Tot pe acest stand s-a făcut diagramarea motorului echipat în noua variantă de alimentare.

Deoarece nu am avut la dispoziție încă un motor V 6 (nemodificat) pentru analiza prin comparație a diagramelor indicate, a fost utilizat ca motor de referință un monocilindru de laborator LDA 450 cu sistem clasic de injecție. Acest monocilindru, fiind flexibil ca structură, a fost echipat cu un sistem de injecție Bosch clasic. A fost preferată această variantă deoarece, motorul fiind de laborator, permite realizarea de diferite configurații (rapoarte diferite de comprimare, presiuni diferite de injecție în anumite limite, poziții ale injectorului diferite, modificare ușoară a avansului la injecție etc.)

În concluzie, programul experimental a fost organizat în trei etape, fiecare etapă necesitând atât un stand specific, cât și o metodologie specifică de măsurare și prelucrare a datelor, în funcție de obiectivul urmărit. Pentru fiecare stand se prezintă schematic: principalele elemente componente și principalele lanțuri de măsurare cu indicarea expresă a punctelor de măsurare.

7.1. DESCRIEREA STANDURILOR ȘI A APARATURII UTILIZATE

7.1.1. Standul pentru înregistrarea variației forței aplicate pe tija împingător a pompei injector (funcționare pe Hatridge HA 285)

Acest stand este destinat să înregistreze variația forței exercitate de tija împingător asupra acului pompei injector pe durata injecției sau pe durata întregului ciclu, în cazul funcționării pe bancul HA 285. Schema de principiu a standului este prezentată în figura 7.1, iar în continuare se prezintă descrierea, modul de funcționare și principalele caracteristici ale elementelor componente.

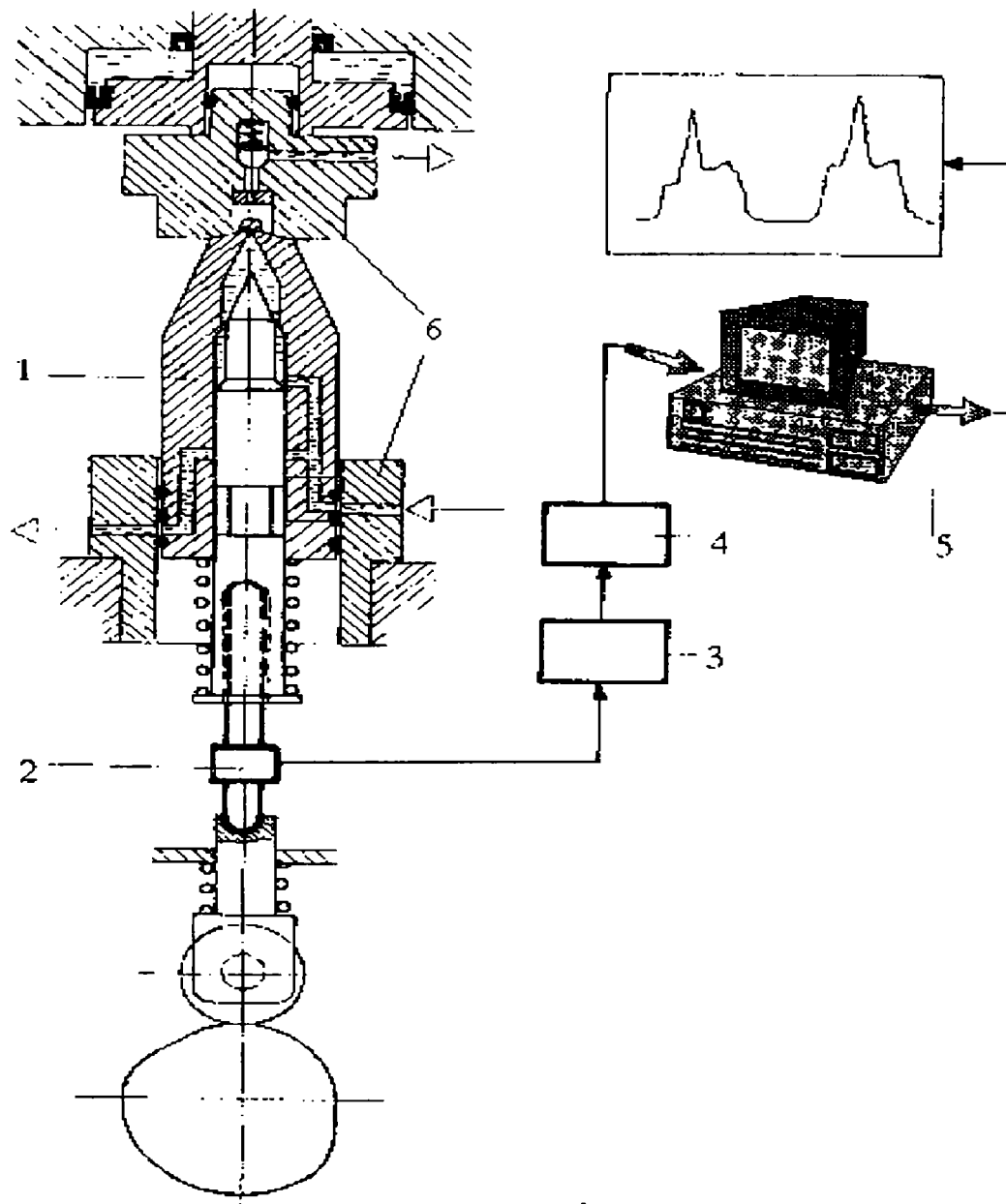


Figura 7.1.: Schema de principiu a standului de măsurat variația forței exercitate de tija împingător asupra acului piston al pompei injector CUMMINS PT

1- Pompă injector; 2- tija împingător, respectiv traductorul de forță; 3- punte de măsură cu amplificator de semnal; 4- convertor analog numeric; 5- calculator PC; 6- cap hidropneumatic de fixare a pompei injector pe bancul Hartridge HA 285

Bancul de încercat pompe injector Hartridge HA 285 este similar ca funcții cu bancul de centricubat pentru injectoare și pompe de injecție clasice. Pe lângă un set complex de dispozitive necesare efectuării de diverse reglaje sau măsurători, acesta mai conține și un set de pompe injector etalon (master), cu ajutorul cărora se verifică periodic calibrările proprii ale bancului sau se compară reglajele uzuale față de reglajele efectuate pe pompa injector master.

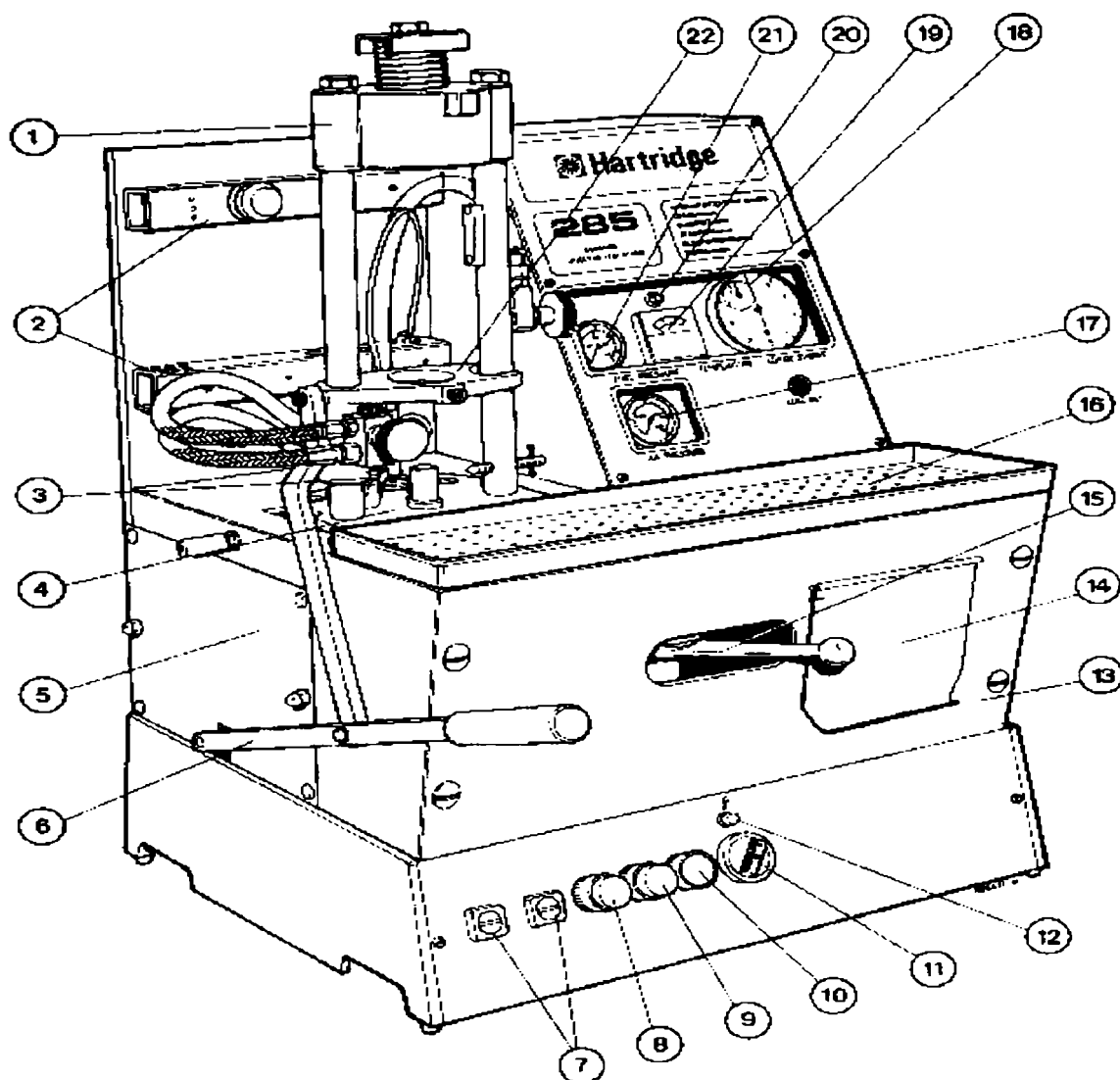


Figura 7.2.: Bancul de încercat pompe injector - Hartdrige HA 285

- | | |
|---|--------------------------------|
| 1.- Dispozitiv fixare pompă-injector | 12.- Lampă avertizor |
| 2.- Console pentru scule | 13.- Mască demontabilă |
| 3.- Pârghia de selecție a camelor | 14.- Clapă de acces manual |
| 4.- Locașul axului cu came | 15.- Pârghie de asigurare |
| 5.- Capac demontabil | 16.- Cutie pentru scule |
| 6.- Pârghia ghidajului | 17.- Manometru aer |
| 7.- Siguranțe | 18.- Ceas comparator |
| 8.- Buton măsurare | 19.- Indicator temperatură |
| 9.- Buton stop motor | 20.- Bec indicator temperatură |
| 10.- Buton start motor | 21.- Manometru fluid calibrare |
| 11.- Întrerupător conectare/deconectare | 22.- Ghidaj furcă |

Bancul de încercat pompe injector Cummins și Detroit Diesel asigură prin construcție, selectiv, camele necesare antrenării pompelor injector, precum și turațiile specifice lor, adică 1040, respectiv 2000 rot /min. Ca fluid de lucru se utilizează fluidul etalon de calibrare tip combustibil SAE 1967 D, care asigură la 27.8° C (adică 100° F) vîscozitatea de 2,55-2,65 cst, masa specifică la 15,5° C (adică 60° F) este de 0,819-0,829 g/ml. Punctul de inflamabilitate (capac închis) este de 75° C minimum.

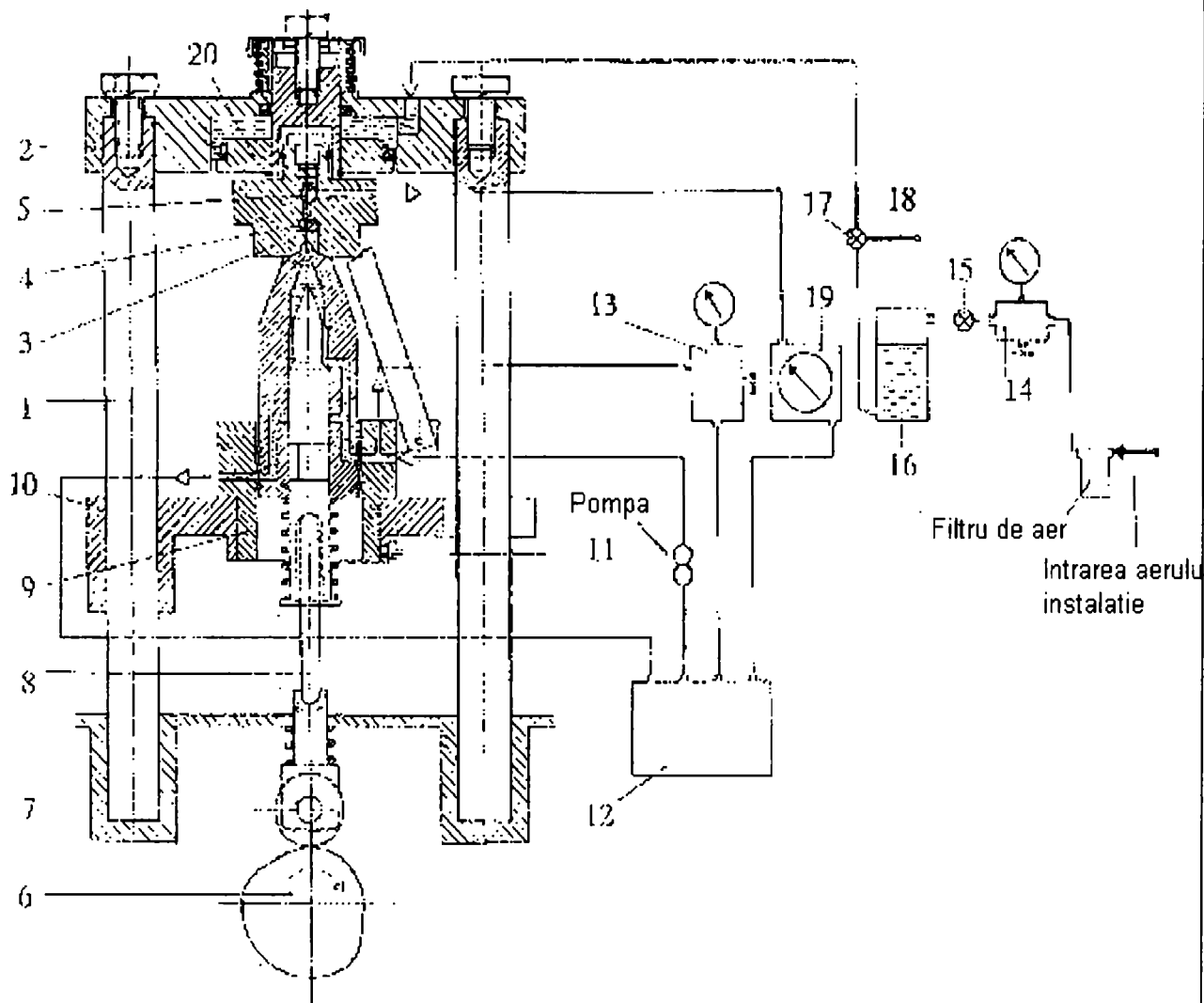


Figura 7.3.: Schema hidropneumatică a bancului Hartridge HA 285

1- pompa-injector; 2- dispozitiv hidropneumatic de fixare a duzei pompei-injector 3- reazem etanșare; 4- amortizor; 5- supapă de sens; 6- cama; 7- tachet; 8- tija împingător a pompei-injector; 9- bloc alimentare; 10- bușă de ghidaj; 11- coloană de ghidare; 12- rezervor; 13- supapă pentru reglarea presiunii fluidului etalon; 14- regulatorul presiunii aerului comprimat; 15- supapă de aer; 16- rezervor hidraulic; 17- supapă de control; 18- pîrghie de blocare; 19- sistem de măsurat, 20- pistonul menșinei hidropneumatice de fixare a injectorului.

După fixarea pompei injector Cummins în menșina hidropneumatică, se selectează cama corespunzătoare tipului de injector și se prescrie turația aleasă. În această situație, cama asigură cursa acului piston specifică pompei injector alese. În spațiul de sub acul piston al pompei injector se introduce fluid de calibrare debitat la o presiune foarte precisă. Volumul de

fluid de calibrare injectat de pompa injector se măsoară extrem de precis cu ajutorul dispozitivelor de măsurare de pe banc.

Sistemul de prescriere și control al temperaturii fluidului de calibrare se află în rezervorul poziția 12 prezentat în schema din figura 7.3. El se compune dintr-un încălzitor electric, un răcitor cu circuit extern de apă, traductoare de temperatură și elemente de reglaj.

Temperatura fluidului de calibrare trebuie menținută riguros la 40°C, cu o toleranță admisă de $\pm 1^\circ\text{C}$.

Pompa notată în schemă aspiră fluidul de calibrare din rezervorul 12 printr-un filtru și îl debitează în pompa-injector încercată. Fluidul de calibrare ajunge în pompa injector prin blocul de alimentare 9, fixat prin corpul 11 la ghidajul 10. Pe blocul de alimentare se află mufele de tur și retur ale combustibilului și de măsurare a presiunii de alimentare. Combustibilul de calibrare neinjectat se întoarce în rezervor.

Presiunea fluidului de calibrare trebuie reglată la valoarea nominală impusă de fiecare tip de pompă-injector care se verifică. Presiunea se reglează cu ajutorul supapei 13, care pentru gama Cummins este de 8,25 bar, iar pentru Detroit Diesel 2,8 bar. Verificarea presiunii se face cu manometrul.

Camă selectată de pe axul cu came 6 asigură prin tachelul 7 și tija împingător 8 realizarea procesului de injecție. Pe axul cu came se află următoarele tipuri de came:

- camă standard Cummins;
- camă "K" Cummins;
- camă GM excentrică Detroit Diesel.

În funcție de pompa injector încercată, se alege cama corespunzătoare și turația de antrenare a axului cu came (pt Cummins 1040 rot /min).

Prin orificiile din duza pompei injector poziția 1 figura 7.3, fluidul de calibrare este injectat în colectorul etanș 3. Aici se află amortizorul 4 și supapa de sens 5. Colectorul este montat în menghina hidropneumatică pentru capul 2, care este etanșat cu garnitură corespunzătoare. Pe colector se află mufe de racordare care permit dirijarea dozei injectate la dispozitivul de măsurare 19.

Menghina hidropneumatică trebuie să realizeze fixarea pompei injector cu forță corespunzătoare prescrisă. Regulatorul de presiune a aerului 14 reglează presiunea aerului comprimat debitat. Supapa de aer 15 permite trecerea aerului și activează strângerea menghinei. Aerul acționează asupra fluidului de calibrat amestecat cu ulei și aflat în camera hidraulică 16. Pentru ca forța presiunii aerului să se transmită de la camera hidraulică la menghina de fixare, trebuie ca supapa de control 17 să fie deschisă. În această situație, forța de presiune a aerului se transmite la pistonul 20 din menghină, care apasă (fixează) pompa injector. Cu pârghia de blocare 18 se închide și deschide supapa de control. Prin rotirea pârghiei 18 în poziția "închis" - pe perioada măsurărilor - se blochează supapa de control.

Toată cantitatea de fluid de calibrare pe care pompa-injector o injectează este transmisă (trece) prin instalația de măsurare, indiferent dacă se măsoară sau nu. Atunci când se conectează sistemul de măsurare, se colectează cantitatea injectată în cizeci de cicluri de injecție și se citește volumul de combustibil injectat cu ajutorul comparatorului. Când nu se face

măsurarea cantității injectate, fluidul injectat este returnat din camera de măsurare în traseul de retur. În acest mod se menține echilibrul termic al sistemului.

Presiunea de fixare a menghinei pompei injector trebuie să fie corect reglată, astfel încât presiunea de injecție să fie tot timpul sub valoarea presiunii de imobilizare a pompei-injector, în caz contrar putând apare erori mari la înregistrarea forței ce acționează asupra tijei împingător.

Cu ajutorul unui dinamometru de încercare special se verifică forța de presiune astfel:

- Se așează cama arborelui cu came a bancului HA 285 în p.m.i.
- În locul pompei injector se așează dinamometrul de încercare cu unul din capete în suportul de fixare, iar celălalt în tachtet. Când se deschide accesul aerului, supapa 15 și supapa de control 17, la dinamometrul de încercare se citește forța de presiune F_{pf} , care trebuie să fie între limite prescrise în cartea tehnică.

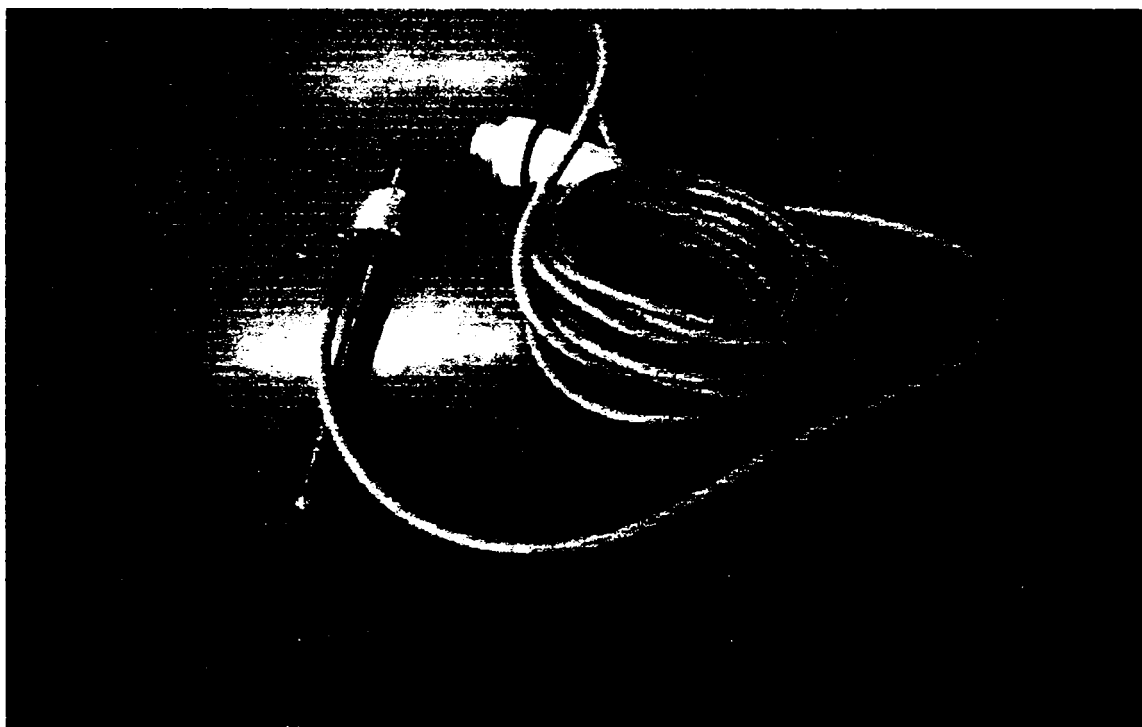


Figura 7.4.: Traductorul de forță

Traductorul de forță este de fapt un dispozitiv de măsurare a deformației longitudinale în domeniul elastic suportată de o bară cilindrică din oțel supusă la comprimare axială. Bara cilindrică este chiar tija împingător a pompei injector, pe care la distanța de o treime față de unul din capete (fiind simetrică) se lipesc timbrele tesometrice, astfel încât legăturile de conectare să fie orientate în direcția capătului mai scurt. Lipiturile trebuie făcute îngrijit, cu adezivi specifici care să asigure o funcționare corectă până la 80-90°C. De asemenea, după efectuarea conexiunilor electrice, acestea trebuie asigurate prin rigidizare cu tija, deoarece tot ansamblul este supus unor accelerații alternative mari. Cablul de legătură este necesar să fie ecranat și foarte elastic. Instalația de măsurare se compune în esență din traductorul sus menționat, un dispozitiv de comutație, o punte Wheatstone, un circuit de adaptare și un instrument de măsură cu ieșire directă pentru convertorul analog numeric. Sistemul utilizat a fost marca HBM tip KWS 273.A2

Etalonarea traductorului a fost făcută într-un laborator de încercări mecanice cu ajutorul unei prese hidraulice de încercare la compresiune care a permis încărcarea și descărcarea în trepte de forță riguros prescrise. A fost constatată o caracteristică suficient de liniară a traductorului prezentată în figura 7.5. Instalația de măsurare a fost astfel compensată ca pentru o tensiune de ieșire de 10 V să corespundă o forță aplicată pe tijă de 10.000 N. Semnalul de măsură după amplificare este achiziționat de convertorul analog-numeric, fiind apoi memorat și ulterior prelucrat pe calculatorul PC atașat.

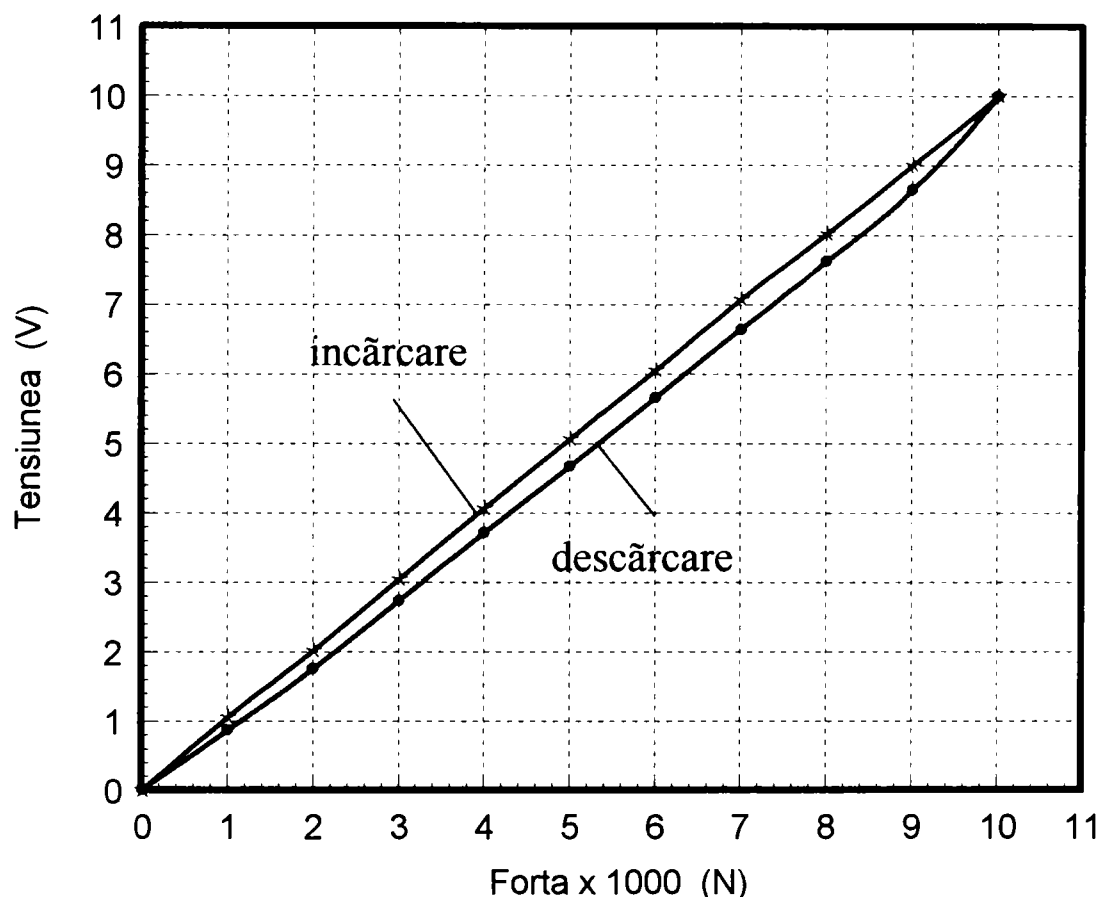


Figura 7.5.: Curba de etalonare a traductorului de forță

O atenție deosebită trebuie acordată faptului că în cazul solicitărilor dinamice este posibilă modificarea nivelului de referință (deplasarea originii). După unii producători de timbre tensometrice sînt permise următoarele abateri:

pentru cazul sarcinilor dinamice “mici” deplasări maxime de: $\pm 0,5 \text{ ‰}$ pentru un număr total de 10^6 cicluri, $\pm 1 \text{ ‰}$ pentru un număr total de 10^4 cicluri și $\pm 2 \text{ ‰}$ pentru un număr total de 10^2 cicluri.

În cazul timbrelor tensometrice pentru sarcini dinamice “medii” sînt admise deplasări maxime de $0,5 \text{ ‰}$ pentru un număr total de 10^7 cicluri .

Pentru timbrele tensometrice destinate sarcinilor dinamice “mari” se acceptă deplasări maxime de $\pm 1,5 \text{ ‰}$ pentru un număr total de 10^7 cicluri.

7.1.2. Standul de încercare a motorului Trz 6LN modificat pentru sistemul de alimentare Cummins

Schema standului cu principalele puncte de măsurare este prezentată în figura de mai jos:

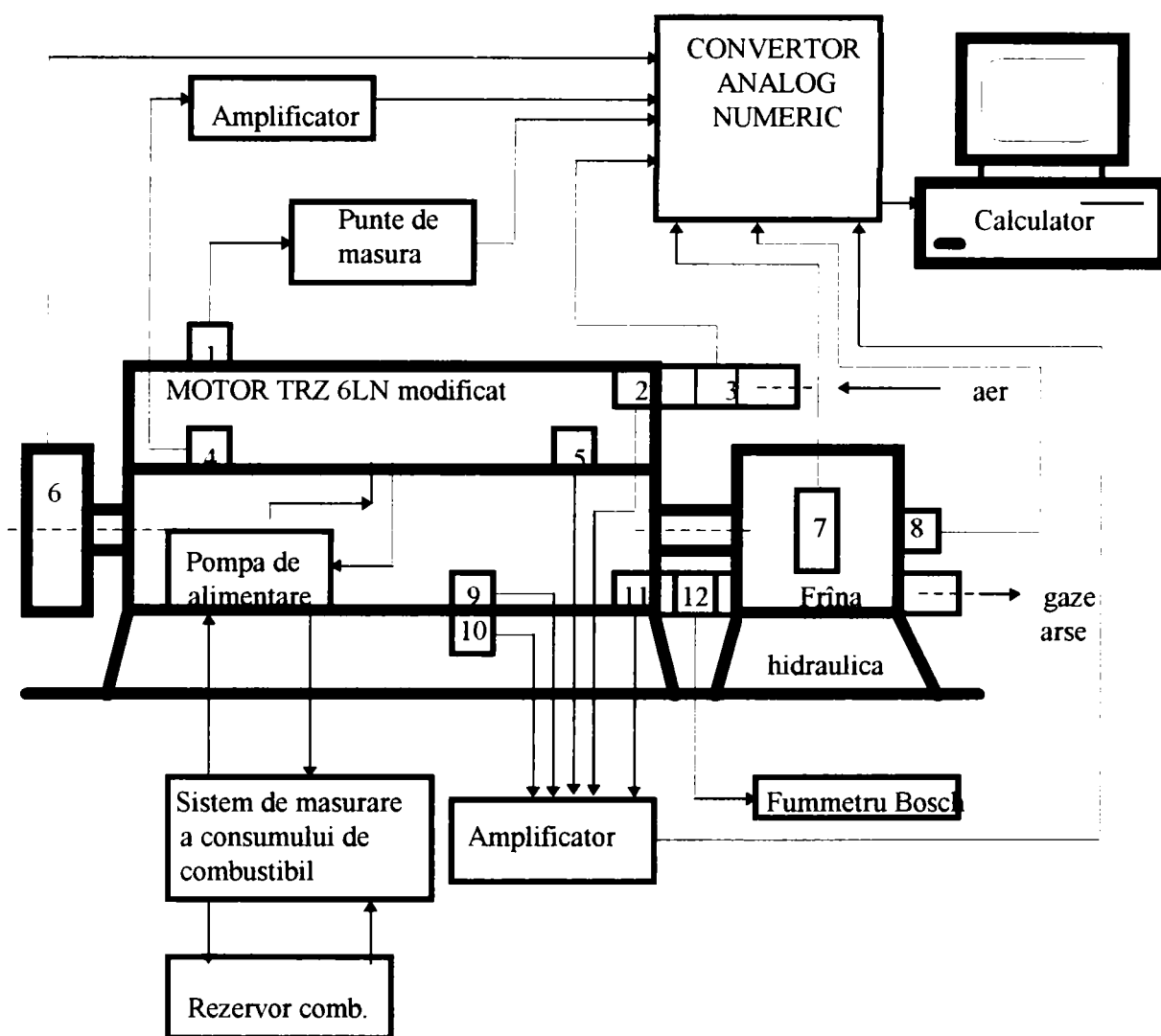


Figura 7.6.: Schema standului pentru motorul TRZ 6LN modificat și principalele puncte de măsurare

1 - Traductor tensometric aplicat pe tija împingătoare a pompei injector pentru cilindrul 1; 2- Traductor pentru măsurarea temperaturii aerului aspirat; 3 - Traductor pentru debitul de aer aspirat; 4 - Indicator piezoelectric de presiune montat la cilindrul 1; 5 - Traductor pentru măsurarea temperaturii lichidului de răcire; 6 - Traductor de unghi cu index pentru poziția p.m.i. a cilindrului 1; 7 - Traductorul de moment (forță) al frânei hidraulice; 8 - Traductor de turatie, 9 - Traductor prntru măsurarea temperaturii uleiului, 10 - Traductor pentru măsurarea presiunii uleiului; 11 - Traductor pentru măsurarea temperaturii gazelor evacuate; 12 - Priză pentru introducerea sondei fummetrului.

Motorul V 6 a corespuns cel mai bine modificărilor necesare trecerii la alimentarea cu sistemul Cummins PT. Caracteristicile principale ale motorului inițial sînt:

- motor diesel;
- putere maximă: 240 CP la 1800 rpm;
- moment maxim: 105-115 kgfm la 1050-1200rpm;
- turații:- de exploatare: 1600-1800 rpm;
 - maximă 2100 rpm;
 - mers în gol 500-600 rpm;
- consum maxim de combustibil 185 g/CP/h;
- masa motorului: 815 kg;
- pompa de presiune medie BNK-!TK;
- pompa de înaltă presiune NK 10;
- avansul la injecție 30-33° înainte p.m.i.;
- temperaturi, ulei 80-90° C;
- cursă: 180 mm;
- alezaj: 150mm;
- raport de comprimare 15;
- număr cilindri 6;
- combustibil motorină D2;
- răcire cu apă t_{max} 70-90° C.

Transformarea motorului susmenționat a fost făcută în sensul adaptării sale la alimentarea cu sistemul de injecție Cummins PT. Modificările efectuate sînt prezentate detaliat în paragraful 7.1.4.

Frîna care echează motorul este de tip Schenck D-1200 E, prevăzută cu motor pneumatic de pornire și este prezentată în figura 7.7.

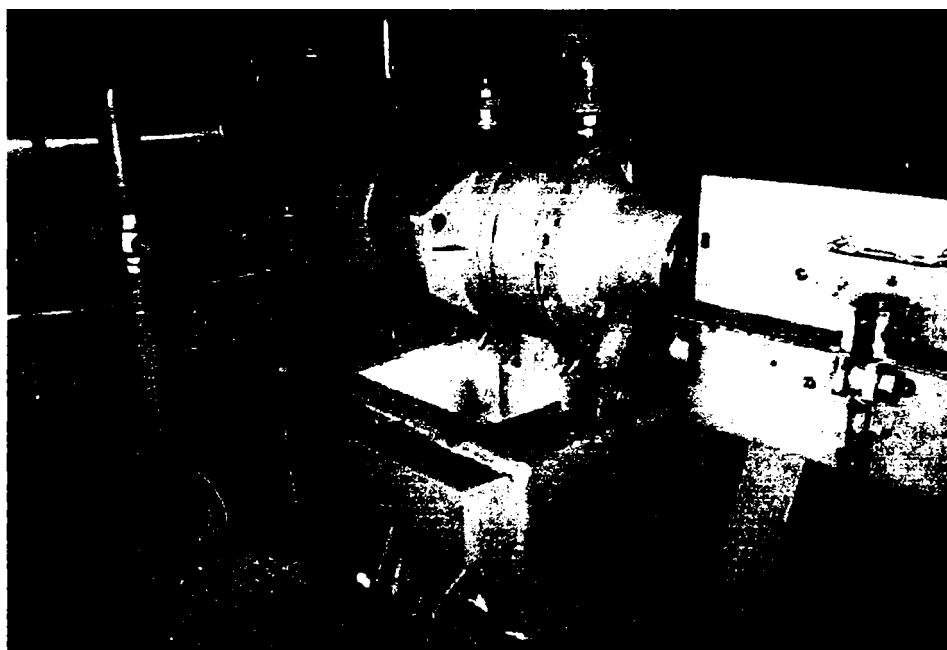


Figura 7.7.: Frîna hidraulică tip Schenck 1200 E

Pentru diagramare a fost utilizat un traductor piezoelectric tip AVL 8QP 500C cu frecvență proprie 100 kHz răcit cu apă, linearitate sub $\pm 1\%$, sensibilitate 9,75 pC/bar,

impedanță de ieșire $1,5 \times 10^{13} \Omega$ cu cablul compensat de 2 m lungime, temperatura maximă de lucru 200°C , presiunea maximă 500 bar.

În figura de mai jos este prezentat pașaportul traductorului.

AVL ANSTALT FÜR VERBRENNUNGSMOTOREN PROF. DR. HANS LIST · GRAZ · AUSTRIA		
PRÜFSCHHEIN FÜR PIEZOELEKTRISCHE QUARZGEBBER		
Typus:	Nr.	Datum
8QP500c	115	20.9.65
Meßbereich: bis 500 kP/cm ²		
Temperaturbereich: bis 200°C		
Physikalisches Verhalten: kompensiert		
Empfindlichkeit: 9,75 · 10 ⁻¹² C / kP · cm ²		
Eigenwiderstand: 1,5 · 10 ¹³ Ω		
Linearität: < ± 1%		
Eigenfrequenz: 200 kHz		
Dämpfung: Δ = 0,35		
Montage: Scher	Prüfung: [Signature]	

Form Nr. W 15/2300/VI 64

Figura 7.8.: Fișa metrologică a traductorului piezo AVL 8QP 500C

Amplificatorul de semnal utilizat a fost de marcă Kistler 5007 prevăzut cu posibilități de corectare a sensibilității traductorului și reglare a mărimii semnalului de ieșire, astfel încât acesta a putut fi introdus direct la intrarea sistemului de achiziții de date tip Burr - Brown PCI 20.000 pe 12 biți cu 8 canale și frecvență maximă de achiziție de 64 kHz. Această placă poate fi configurată să accepte la intrare $\pm 10\text{V}$, $\pm 5\text{V}$, $0 - 5\text{V}$ sau $0 - 10\text{V}$. Ansamblul de măsurare a presiunii a fost calibrat pe un stand clasic de calibrare a manometrelor. În imaginea de mai jos se prezintă standul de calibrare și diagramele de răspuns ale sistemului la descărcări treaptă de suprapresiune de la 90, 80, 70, 60, 50, bar la zero.

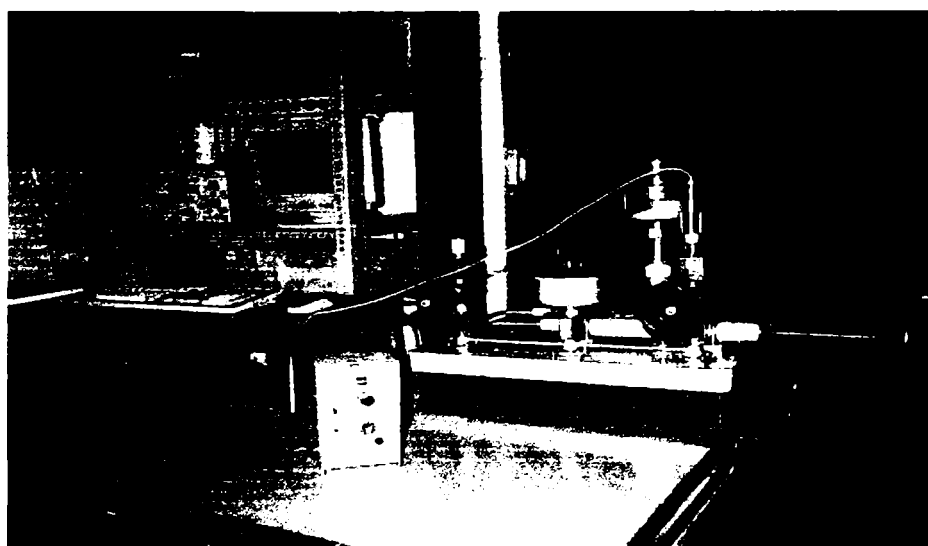


Figura 7.9.: Stand pentru calibrarea sistemului de măsurat presiuni

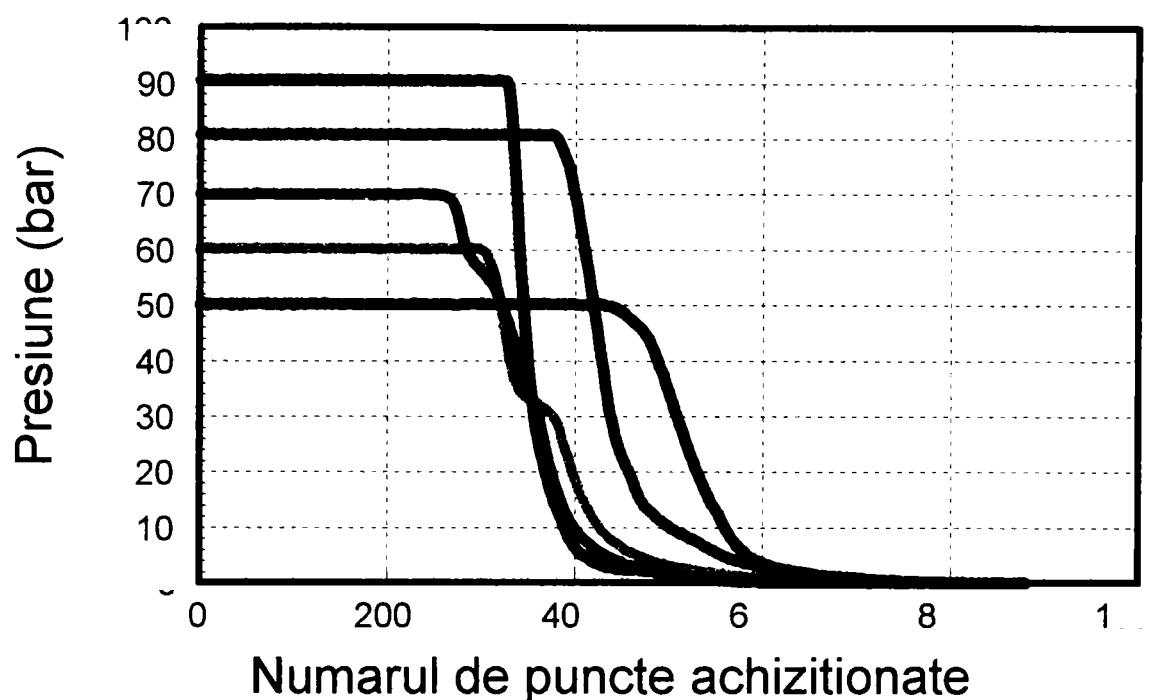


Figura 7.10.: Curbele de calibrare a sistemului de măsurat presiunea

Placa de achiziții de date (convertorul analog numeric) este compatibilă cu calculatoarele tip PC, fiind montată în structura acestora. Pentru prelucrarea datelor achiziționate se utilizează un pachet de programe care realizează: filtrarea digitală a semnalelor, prelucrarea statistică, precum și reprezentarea grafică a diagramelor dorite. Diagramele pot fi reprezentate în funcție de unghi, situație în care trebuie utilizat și traductorul de unghi optoelectronic prevăzut cu index de punct mort sau în funcție de timp, când sistemul funcționează cu frecvență de eșantionare riguros impusă.

Turația motorului se măsoară cu un traductor inductiv montat pe coroana dințată a volantei al cărui semnal trece printr-un formator de impulsuri, impulsuri ce sînt apoi numărate de un numărător electronic digital etalonat corespunzător.

Temperaturile se măsoară cu termocuple corespunzătoare domeniului de temperaturi al fiecărui punct de măsură în parte. Toate termocuplele sînt legate la același instrument digital de citire, iar selecția indicației temperaturii diferitelor puncte de măsură se face cu un comutator manual sau automat, conform unui algoritm prescris anterior.

Debitele de aer sau gaze arse se măsoară cu ajutorul unor diafragme, piezometrele utilizate fiind cu apă. Constantele diaframelor sînt memorate în pachetul de programe, astfel că pentru calculul debitului nu trebuie indicată decît valoarea în mm a diametrului diafragmei și căderea de presiune în mm.col.apă.

Gradul de fum se măsoară cu un fummetru marca Bosch B-03 tip EFA W 65/A format din dispozitivul de prelevare și aparatul de evaluare.(reflectometru). Prelevarea probelor se efectuează manual după instalarea regimului de funcționare impus. Pentru a obține rezultate cît mai corecte, este necesară calibrarea riguroasă a aparatului de evaluare înainte de începerea măsurărilor propriu-zise. Ambele dispozitive sînt prezentate în imaginile de mai jos:

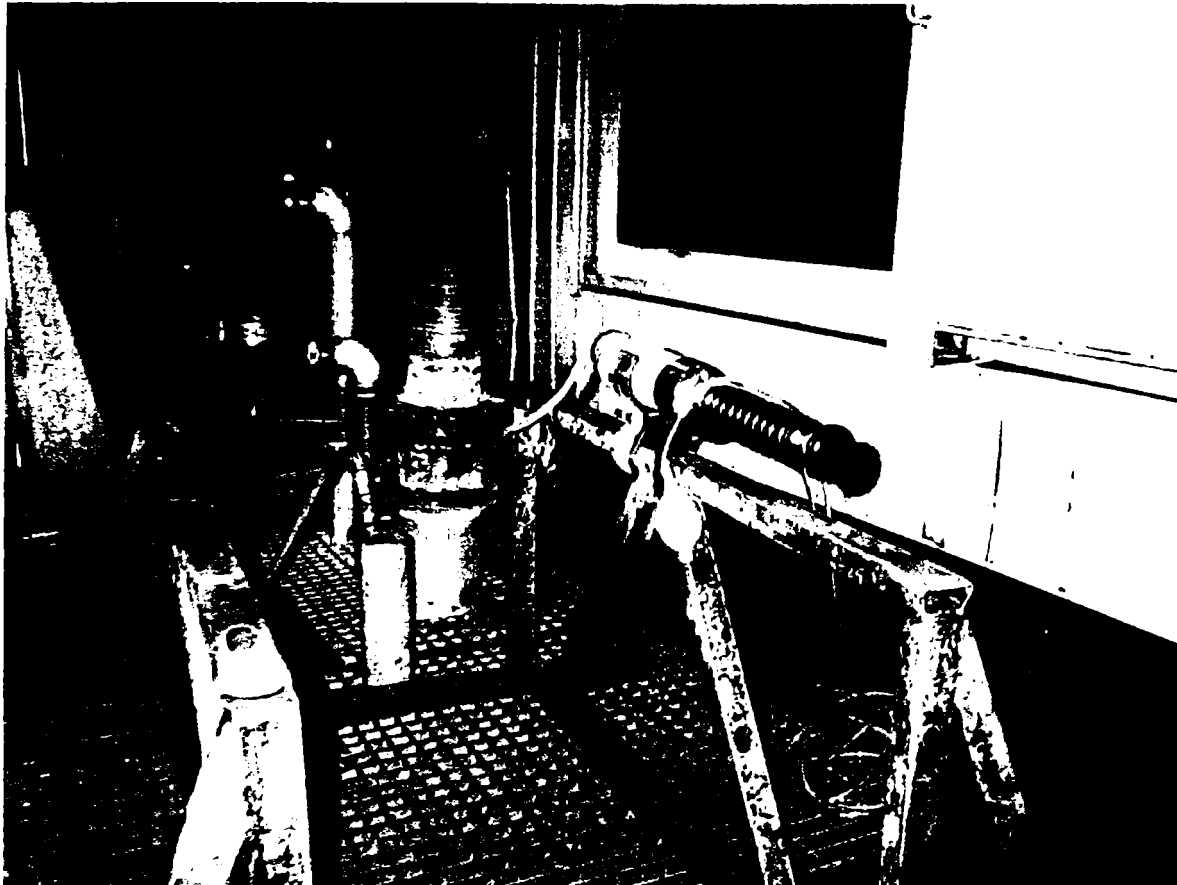


Figura 7.11.: Fummetrul Bosch B0-3 ,dispozitivul de prelevare



Figura 7.12.: Fummetrul Bosch B 0-3, dispozitivul de evaluare

Măsurarea consumului de combustibil pentru sistemul Cummins de alimentare presupune unele particularități din cauza procentului relativ mare de combustibil recirculat. Principial, schema unei instalații de măsurare a consumului efectiv de combustibil (masic) este prezentată în figura de mai jos:

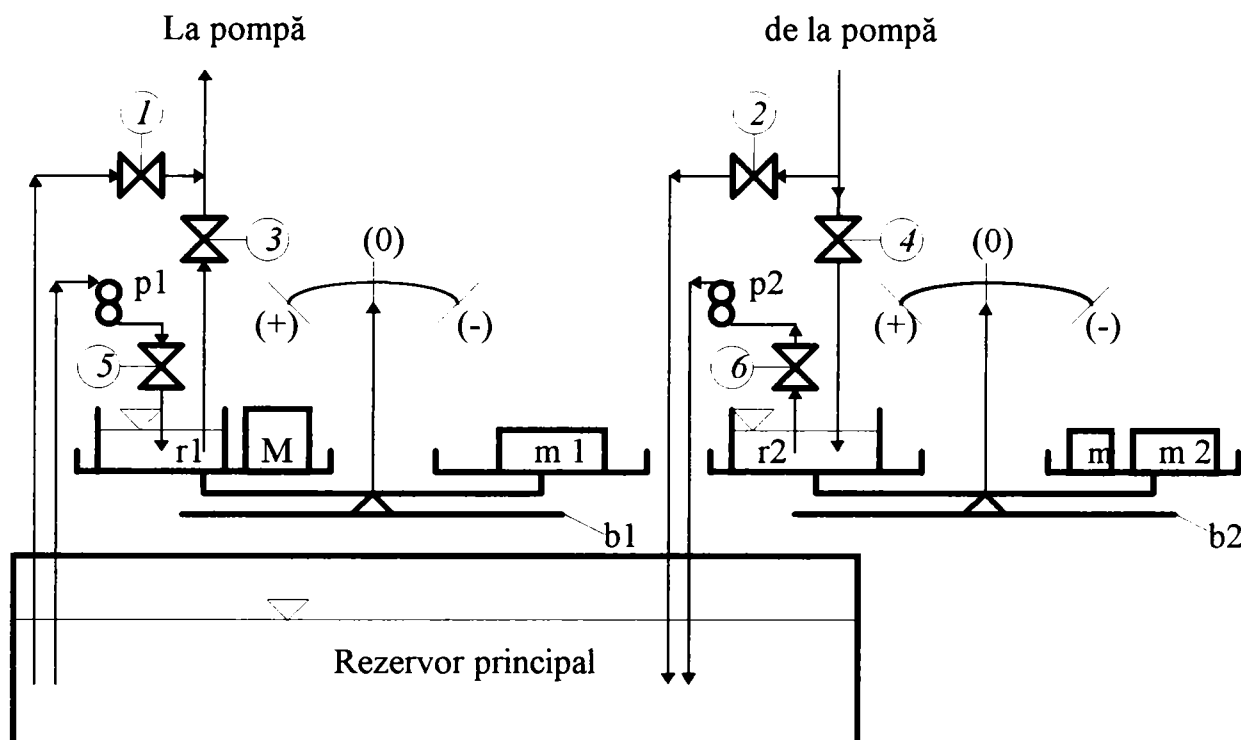


Figura 7.13.: Sistem de măsurare a consumului de combustibil

1, 2, 3, 4, 5, 6, - ventile electromagnetice rapide; p1, p2, - electropompe cu membrană pentru transfer motorină; r1, r2, - rezervoare deschise de măsură; b1, b2, - balanțe de laborator; m1, m2, - mase de tarare; M- masa de combustibil aspirată de pompa motorului; m - masa de combustibil returnată de motor.

Pentru faza de pornire, electroventilele 3, 4, 5, și 6, sînt închise, iar 1 și 2 sînt deschise, consumul de combustibil pentru pornire și aducerea în regim a motorului ca și returul de combustibil realizîndu-se din și în rezervorul de zi. Pentru începerea măsurărilor de consum se fac următoarele manevre pregătitoare: se deschide electroventilul 5 simultan cu pornirea pompei p1. Tara m1 de pe talerul din dreapta balanței b1 trebuie astfel aleasă, încît talerul din stînga cu masa cunoscută M și rezervorul r1 plin să dezechilibreze acul balanței în dreptul reperului (+). În acel moment electroventilul 5 se închide, respectiv pompa p1 se oprește. Tot în perioada pregătitoare începerii măsurării se iau de pe balanța b2 talerul din dreapta masele m și m2, se deschide electroventilul 6 și se pornește pompa p2. După golirea aproape totală (pentru a menține pompa amorsată) a rezervorului r2 se oprește pompa, se închide electroventilul 6 și se refăce cu ajutorul masei m2 echilibrul balanței b2 pe reperul (0). În această situație, sistemul este pregătit pentru începerea măsurării consumului. Pentru măsurare se închide electroventilul 1 și se deschide 3, trecîndu-se astfel pe consumul din rezervorul r1. În momentul trecerii acului balanței b1 prin poziția de echilibru (0) se fac simultan următoarele

manevre: se pornește cronometrul, se îndepărtează masa M de pe taler, se închide electroventilul 2 și se deschide 4. Se continuă cronometrarea pînă cînd acul balanței $b2$ revine în poziția de echilibru (0), moment în care se oprește cronometrul, se închid electroventilele 4 și 3 și se deschid 1 și 2. Măsurarea se încheie prin echilibrarea balanței $b2$ la reperul (0) cu masa corespunzătoare m . Masa de combustibil consumată m_c este diferența dintre cantitatea de combustibil aspirată de pompa M și cantitatea de combustibil returnată m .

Măsurarea forței exercitate pe acul pompei injector Cummins în condiții reale de funcționare a fost făcută prin transformarea tijeî împingător a injectorului de la cilindrul 1 în traductor de forță prin aplicarea pe acesta a unui set de timbre tensometrice. Pentru efectuarea conexiunilor la timbre s-au folosit conductori tip bandă cu masă foarte mică și elasticitate mare. În imaginea de mai jos se poate observa modul de realizare a acestui montaj:

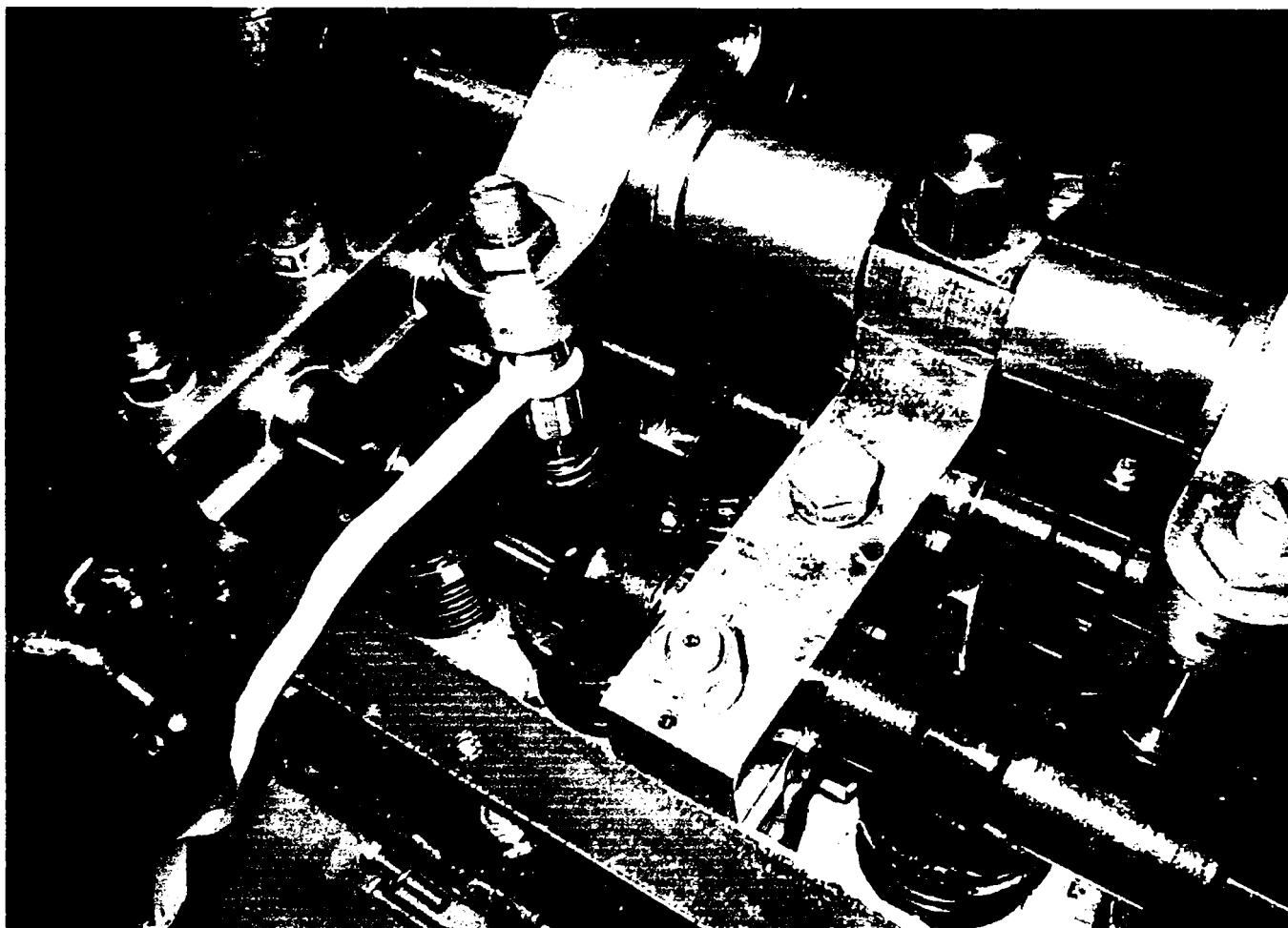


Figura 7.14.: Traductorul de forță montat pe motorul modificat

Măsurările realizate pe motorul Trz 6LN modificat au fost efectuate pe un stand celular cu majoritatea comenzilor centralizate într-o cabină de comandă separată de celula în care este montat motorul.

Cabina de comandă permite: comanda de la distanță a motorului, observarea directă printr-o fereastră securizată, încărcarea și descărcarea motorului, citirea, înregistrarea și prelucrarea principalilor parametri de funcționare ai motorului, modificarea regimului de funcționare a motorului, precum și alte facilități referitoare la problemele de securitate și protecție a muncii, protecție la foc, izolare termică, izolare acustică, atenuarea vibrațiilor, etc. De asemenea, sistemul permite programarea și efectuarea unor probe de duranță.



Figura 7.15.: Cabina standului celular pentru motoare diesel clasice

Deoarece standul celular a fost prevăzut pentru motoare cu sisteme de alimentare clasice, în cazul motorului Trz 6LN modificat nu a putut fi utilizată decât parțial automatizarea originală a standului, fiind necesară amenajarea în cabină a unui alt pupitru pentru aparatura necesară achiziției de date, iar unele măsurători au fost efectuate chiar în celula motorului prin măsurare directă (eșantionarea probelor de fum, măsurarea consumului de combustibil).



Figura 7.16.: Pupitrul de comandă pentru achiziția de date în cazul măsurărilor efectuate pe motorul Trz 6NL modificat

7.1.3. Standul de încercare a motorului LDA 450

Deoarece nu am avut la dispoziție încă un motor V 6 original (nemodificat) pentru analiza comparativă a diagramelor indicate ridicate pe motorul Trz 6LN modificat, a fost utilizat motorul de laborator LDA 450 (fabricat de firma "21 Mai" Belgrad). Pentru a putea efectua comparații calitative cât mai exacte ale diagramelor indicate ridicate la regimuri de funcționare similare, a fost utilizat în principiu același, echipament de măsurare ca și la diagramarea motorului Trz 6LN modificat, excepție făcând frâna hidraulică, aceasta fiind tot marca Schenck, dar cu capacitate de frînare mai mică (tip UI 16).

Caracteristicile principale ale motorului LDA 450 sînt:

- motor diesel;
- numărul de cilindri 1;
- cilindrul $0,454 \text{ cm}^3$;
- raportul diametru/cursă 85/80 mm/mm;
- raportul de comprimare 17,5;
- puterea maximă 7,5 kW;
- turația de putere maximă 3000 rot/min;
- momentul maxim 28 Nm.

În figura de mai jos se prezintă schema standului și principalele puncte de măsurare:

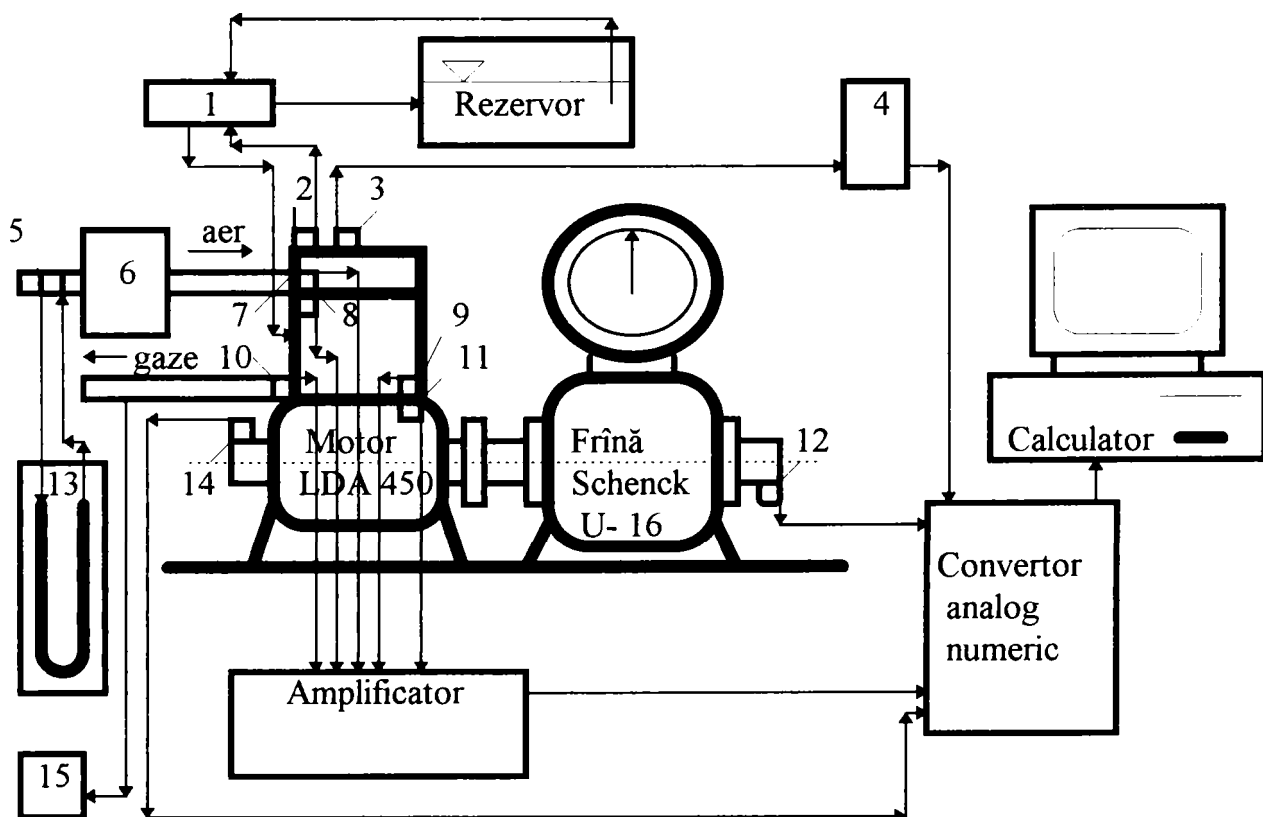


Figura 7.17.: Schema standului de încercare a motorului LDA 450 și principalele puncte de măsurare

1,- sistem de măsurare a consumului masic de combustibil; 2,- injector; 3,- indicator piezoelectric; 4,- amplificator de semnal; 5,- diafragmă pentru măsurarea consumului de combustibil; 6,- rezervor de liniștire; 7,- traductor pentru măsurarea temperaturii aerului aspirat, 8,- traductor pentru măsurarea temperaturii lichidului de răcire; 9,- traductor pentru măsurarea temperaturii uleiului; 10,- traductor pentru măsurarea temperaturii gazelor evacuate; 11,- traductor pentru măsurarea presiunii uleiului; 12,- turometru electronic; 13,- piezometru cu apă; 14,- traductor de unghi cu index de punct mort; 15,- sistem Bosch de prelevare pentru determinarea gradului de fum.

Principalele sisteme de măsurare au fost menținute și prezentate la descrierea standului pentru încercarea motorului Trz 6LN ,excepție făcând sistemul de determinare a consumului masic orar de combustibil, care în acest caz este de tip clasic și frâna hidraulică care a fost tot marca Schenck, dar cu domeniul de frînare adaptat motorului LDA 450. Această frână (Schenck U 16) este prevăzută cu încărcare manuală și indicarea forței de frînare pe un cadran de balanță propriu. Pentru achiziția și filtrarea datelor a fost menținut același echipament, ceea ce a permis utilizarea aceluiași pachet de programe pentru prelucrare și prezentare a rezultatelor.

În imaginea de mai jos se prezintă o vedere de ansamblu a motorului LDA 450 montat pe standul de încercare.

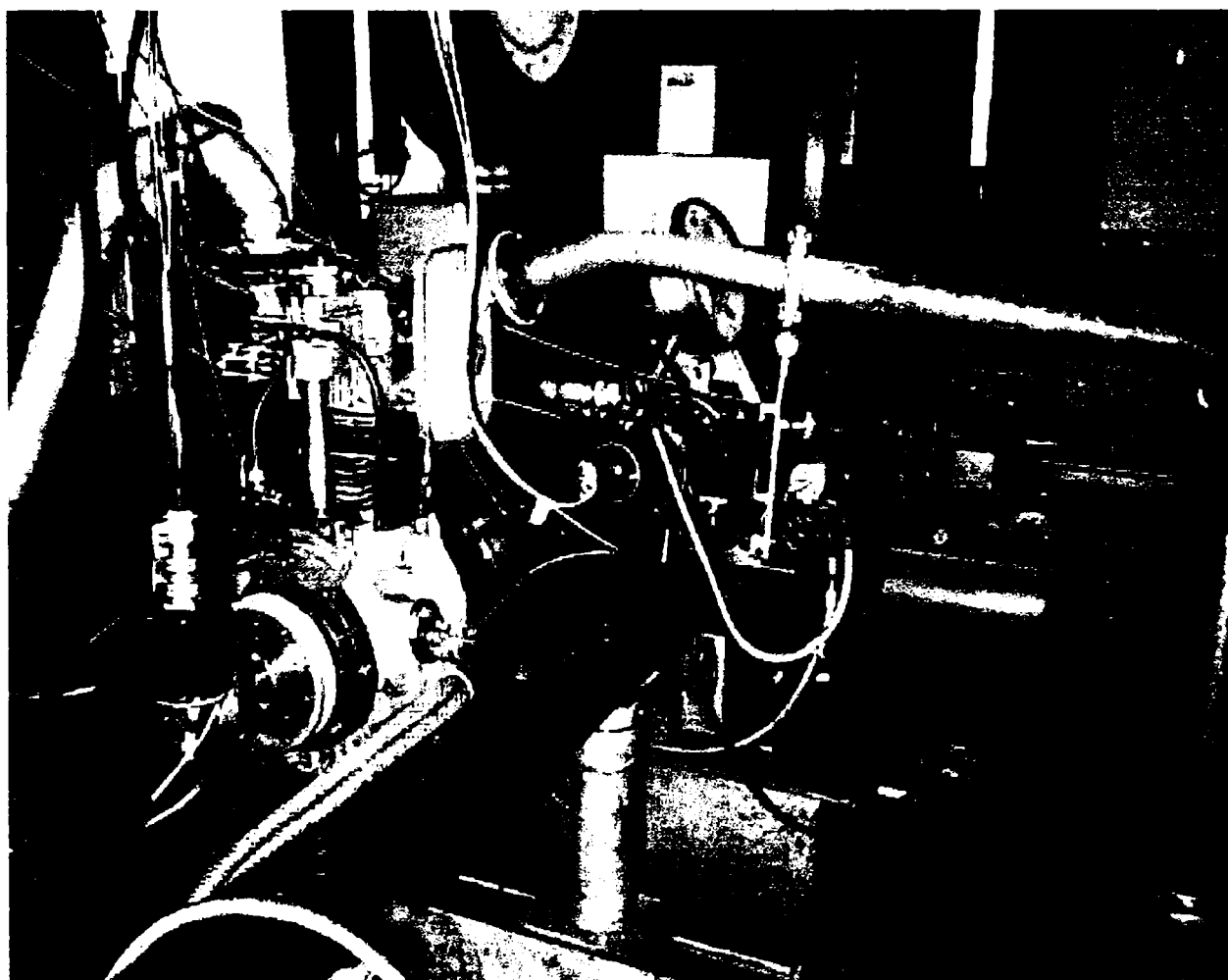


Figura 7.18.: Standul de încercare a motorului LDA 450

7.2. ASPECTE SPECIFICE PRIVIND ÎNCERCĂRILE EFECTUATE LA STANDURILE DE ÎNCERCARE

7.2.1. Modificarea motorului V 6 pentru funcționarea cu sistem de injecție Cummins PT

Alegerea motorului Trz 6LN a fost făcută din considerente constructive, avându-se în vedere câteva cerințe impuse de volumul ciclic de combustibil injectat pe tot domeniul de funcționare a motorului, de forma și dimensiunile jetului de combustibil, de locul, poziția de amplasare și gabaritul injectoarelor, de posibilitatea realizării rampelor comune de alimentare și retur a injectoarelor și de posibilitățile de realizare a cinematicii de antrenare a acului pompelor injector. Pe lângă aceste cerințe, a fost necesară realizarea adaptării cuplajelor pentru antrenarea pompei de transfer în locul pompei clasice de injecție în linie, care echipa inițial motorul. În imaginea de mai jos este prezentată o vedere de ansamblu a motorului nemodificat.

Pentru a realiza modificarea motorului a fost necesară în primul rând modificarea chiulasei. În primă fază au fost demontate injectoarele originale, au fost lărgite locașele port injector în așa fel încât montarea noilor pompe injector să se facă prin intermediul unor bușe care să realizeze prin conturul exterior etanșarea canalelor de răcire cu apă a chiulasei afectate de procesul de lărgire, iar prin conturul interior să asigure poziționarea, fixarea și etanșarea corespunzătoare a pompelor injector. Tot în această fază au fost formate rampele de alimentare și retur ale pompelor injector.

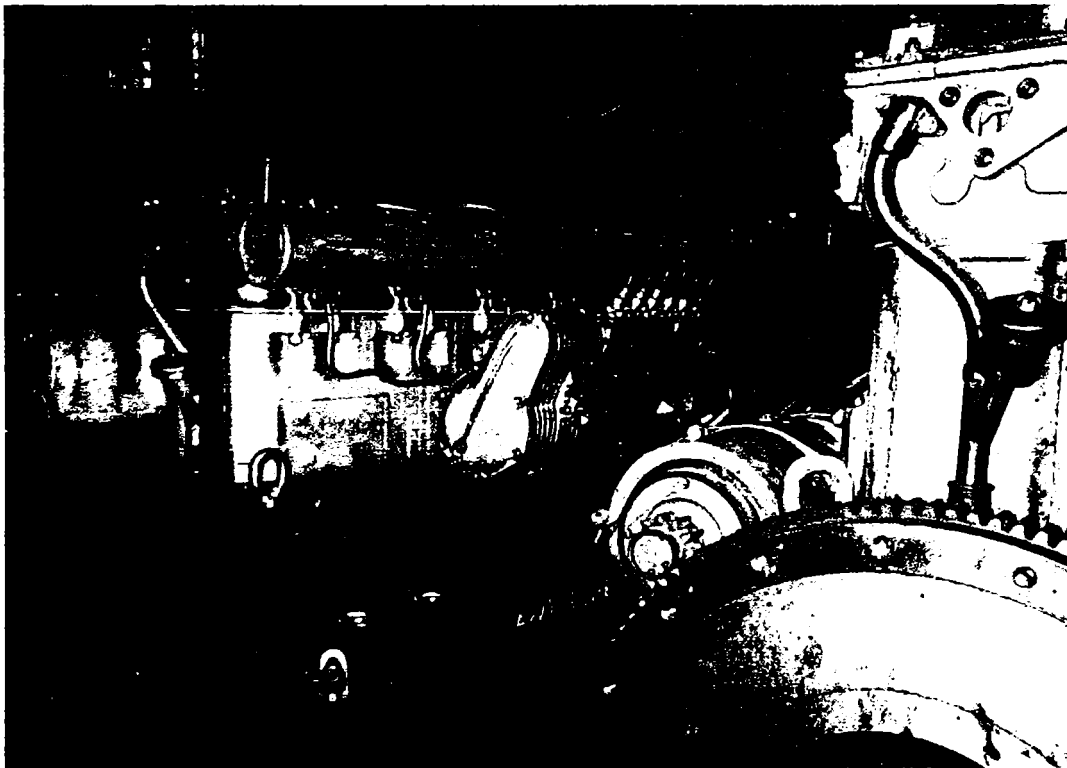


Figura 7.19.: Imagine de ansamblu a motorului V 6 nemodificat

Pentru antrenarea tijelor împingător a fost montat încă un arbore cu came paralel și în același plan cu cei doi arbori cu came care antrenează câte patru supape ale unui cilindru, asigurându-se realizarea unui raport de transmitere de 1:1 cu arborii distribuției. Pe suportii

celor trei arbori cu came fixați pe chiulasă între cilindri a fost montat axul culbutorilor de acționare a pompelor injector, astfel încât capul semisferic al extremității culbutorilor să se sprijine pe tija împingător, iar rola tachet din cealaltă extremitate să realizeze contact permanent cu cama Cummins.

Conform datelor de catalog, cursa maximă a acului pompei injector corespunzător dozei maxime de combustibil ce poate fi injectată este de 7,632 mm; pentru a realiza aceasta având în vedere înălțimea maximă de ridicare a camei originale Cummins de 5,3 mm rezultă că raportul de amplificare a culbutorului trebuie să fie de 1,44. În imaginea de mai jos se pot observa modificările efectuate la chiulasă și parțial modul de fixare a noului tip de pompă de alimentare.

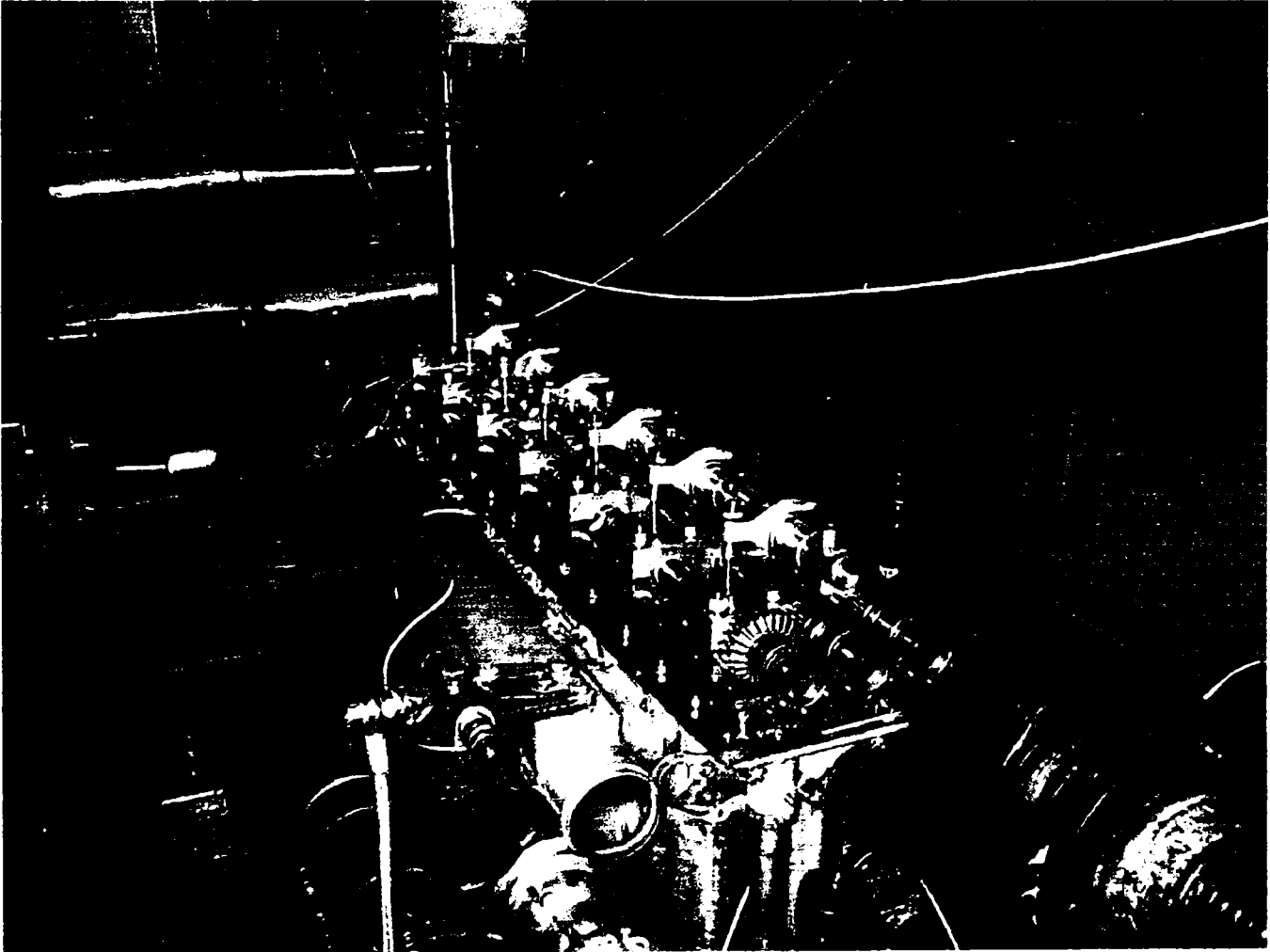


Figura 7.20.: Vedere asupra chiulasei modificate pentru adaptarea motorului V6 la funcționarea cu sistem de injecție Cummins

În figura de mai jos se prezintă schematic sistemul de acționare a pompei injector adaptat motorului Trz 6LN.

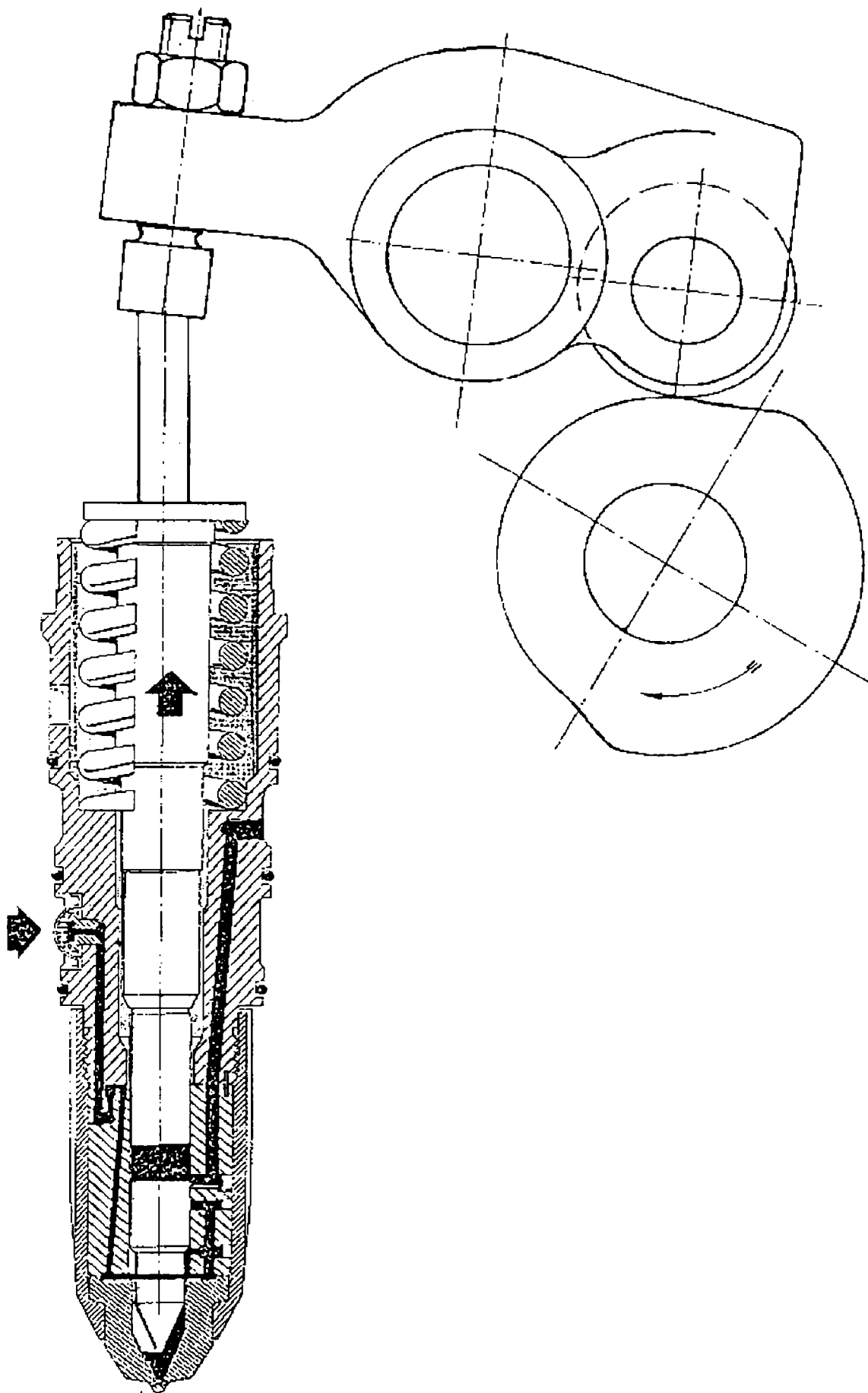


Figura 7.21.: Schema de acționare a pompei injector Cummins PT pentru motorul Trz 6LN modificat

În continuare se prezintă un detaliu al chiulasei motorului modificat în care se pot observa cele trei axe cu came coliniare, axa culbutorilor și axa rolei tachtet. De asemenea, se poate observa modul de realizare a rampelor de alimentare și retur împreună cu mufele conductelor unice de intrare și retur.

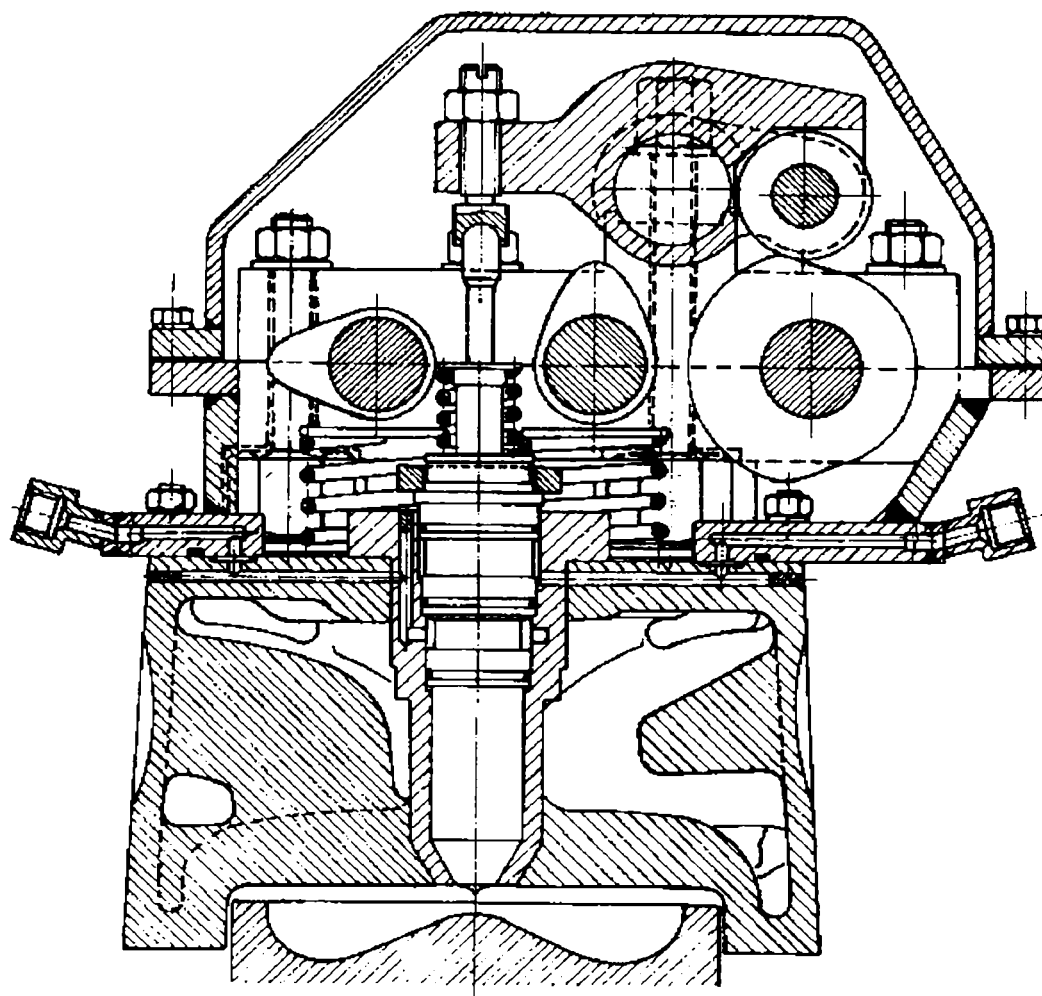


Figura 7.22.: Detaliu al chiulasei motorului Trz 6LN modificat

După efectuarea modificărilor necesare pentru adaptarea pompelor injector tip Cummins pe chiulasa motorului, a fost realizată înlocuirea pompei de injecție în linie cu pompa de transfer tip Cummins. Această modificare s-a făcut prin adaptarea constructivă a sistemului de acționare a pompei de injecție la pompa de transfer, simultan cu asigurarea fixării rigide a pompei de transfer pe blocul motor. Pompa de transfer Cummins prezintă avantajul că acționarea ei nu necesită sincronizare cinematică cu poziția arborelui cotit al motorului.

Un alt avantaj al pompelor de transfer Cummins este că aceeași pompă poate deservi o gamă întreagă de motoare, singurele modificări necesare referindu-se la setul de arcuri elicoidale care echipează regulatorul pompei. La cerere, producătorul livrează seturi de arcuri diferite pentru aceeași pompă, care poate echipa motoare de puteri diferite. Reglajele se efectuează pe stand în funcție de turația de mers în gol, turația maximă și sarcina motorului. Ele constă din operații de schimbare a setului de arcuri și/sau modificare a pretensionării arcurilor la montaj (modificarea săgeții statice). Operațiile de reglare sînt destul de dificile și necesită dispozitive și personal specializat.

7.2.2. Forțele ce acționează asupra tijeî împingător și a acului piston al pompei injector Cummins

În figura de mai jos se prezintă schematic forțele ce acționează asupra tijeî împingător și a acului piston al pompei injector Cummins în timpul procesului de injecție.

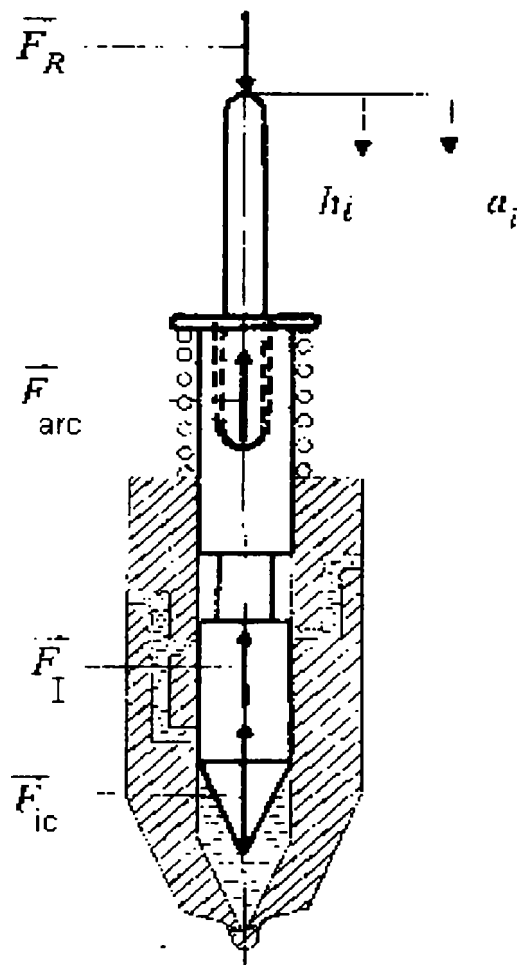


Figura 7.24.: Forțele ce acționează asupra acului și tijeî pompei injector

Pe durata injecției motorinei, acul pompei -injector se află în echilibru dinamic sub acțiunea forțelor prezentate în figura 7.6.

$$F_R = F_{IC} + F_i + F_A \quad (7.1)$$

unde:

F_{IC} - forța cu care combustibilul comprimat acționează asupra acului, respectiv tijeî împingător, adică:

$$F_{IC} = p_c \frac{d_p^2 \pi}{4} \quad (7.2)$$

iar:

F_i - este forța de inerție a părților mobile în timpul injecției (ac, tijă-împingător, arc) adică:

$$F_i = \left(m_{ac} + m_{ti} + \frac{1}{3} m_{arc} \right) * \left(- \frac{d^2 h_i}{dt^2} \right) \quad (7.3)$$

unde:

m_{ac} - masa acului pompei injector,

m_{ti} - masa tijei împingător,

m_{arc} - masa arcului .

În ecuația 7.3 semnul “-“ din paranteza a doua arată că forța de inerție se opune mișcării acului și tijei,

de asemenea:

F_A - este forța dezvoltată de arcul pompei injector dată prin relația

$$F_A = F_{marc} + c_{arc} h_i \quad (7.4)$$

unde:

F_{marc} - forța realizată la montaj de pretensionarea arcului;

c_{arc} - rigiditatea arcului ;

și în fine:

F_R - forța rezultantă măsurată de traductorul de forțe.

Pe baza foțelor măsurate de traductorul de forțe se poate calcula presiunea combustibilului de sub acul -piston al pompei injector, respectiv presiunea de injecție:

$$p_c = \frac{4}{d_p^2 \pi} \left[F_R + \left(m_{ac} + m_{ti} + \frac{1}{3} m_{arc} \right) \left(- \frac{d^2 h_i}{dt^2} \right) - \left(F_{marc} + c_{arc} h_i \right) \right] \quad (7.5)$$

Nu a fost luată în considerare forța de frecare dintre ac și pompa injector . Greutatea acului, a tijei împingător și a arcului se consideră neglijabile în raport cu celelalte forțe care acționează asupra acului.

Valorile măsurate concret la pompa injector încercată au fost::

$c_{arc}=5,728$ daN/mm; $F_{marc}= 38,205$ daN; $m_{ac}+m_{ti}= 170$ g.

Cu aceste valori se poate reprezenta forța rezultantă teoretic dacă forța elastică a arcului elicoidal și cea de inerție a maselor aflate în mișcare se compun cu forța teoretică rezultată din model pentru o situație dată:

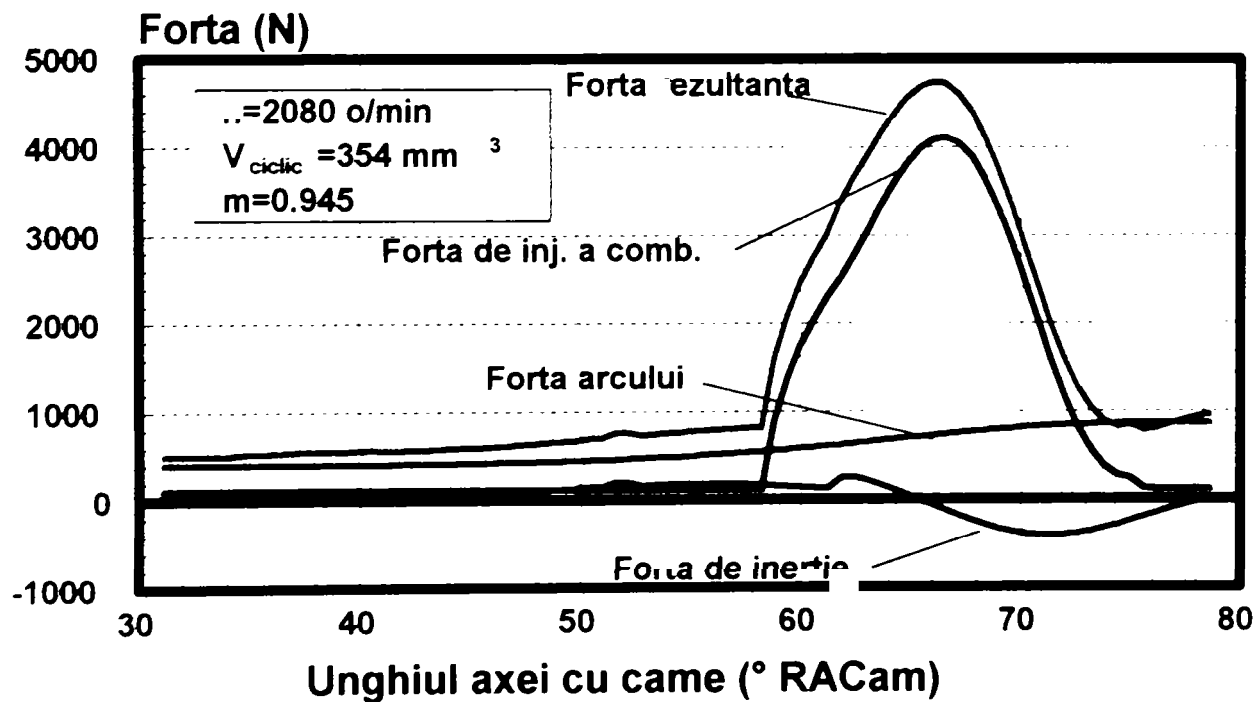
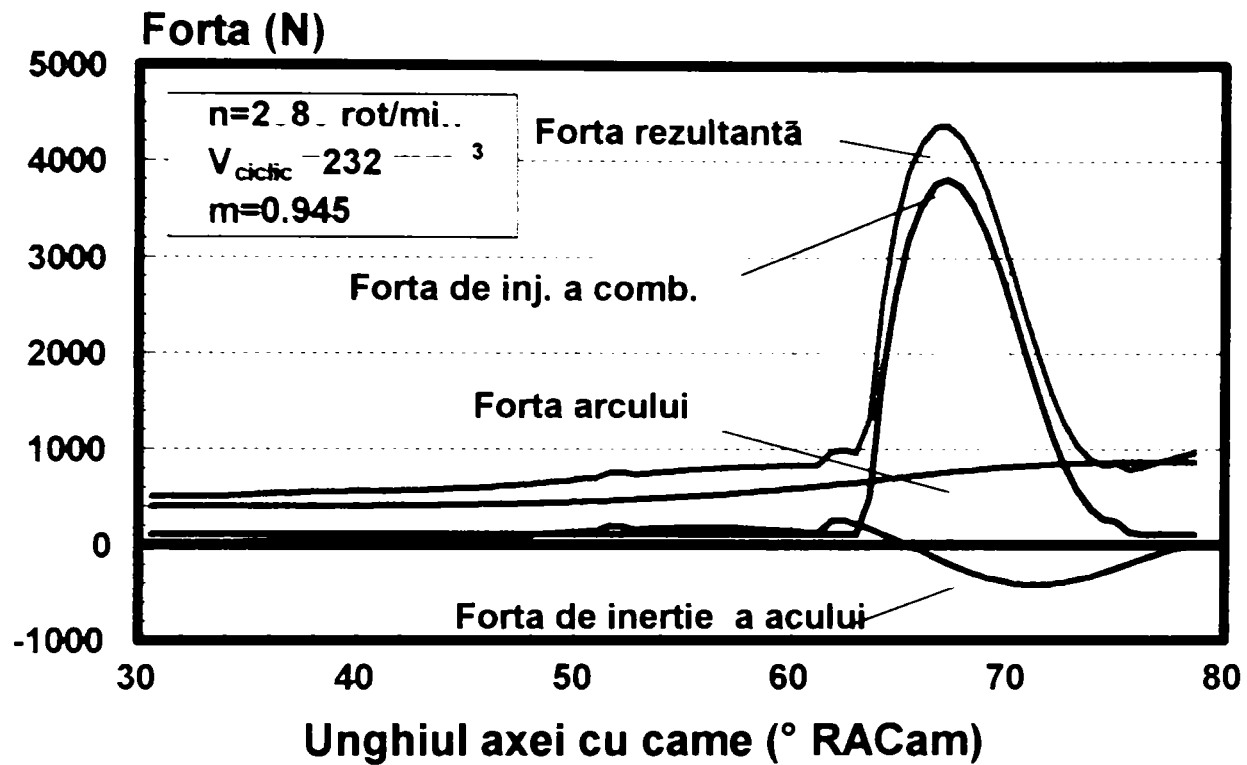


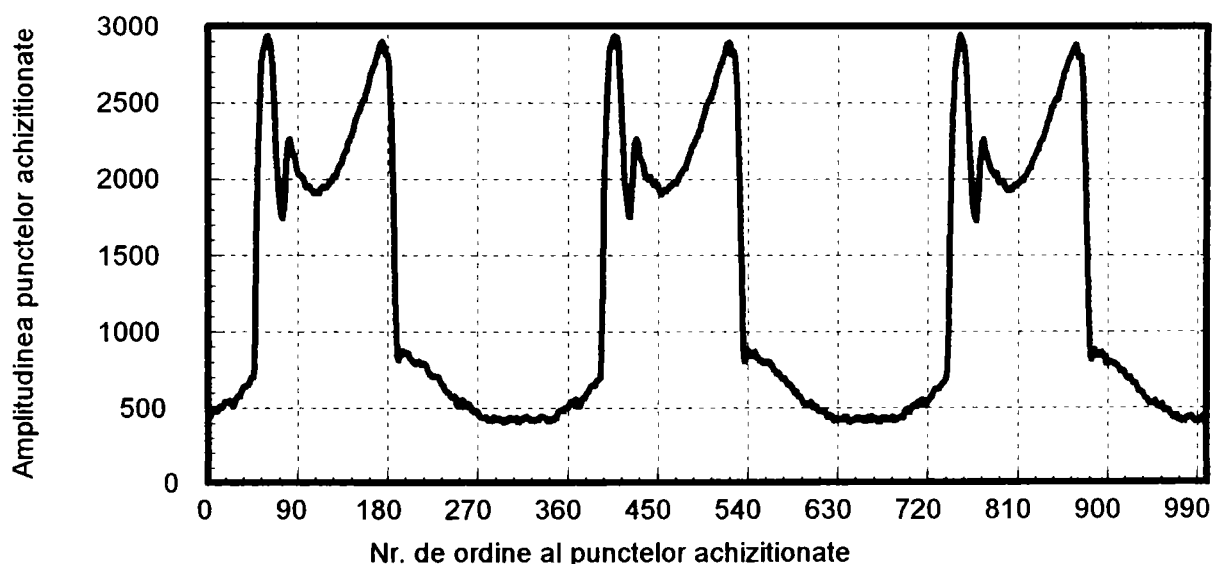
Figura 7.25.: Alura forțelor ce acționează asupra acului pompei-injector pe perioada injecției pentru două volume ciclice diferite

8.0.PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA REZULTATELOR EXPERIMENTALE

În vederea prelucrării rezultatelor experimentale obținute la cele trei standuri, ca și pentru înregistrarea parametrilor privind achiziția și condițiile în care s-au obținut datele, au fost utilizate fișe de măsurare specifice fiecărui tip de stand.

8.1.PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA DATELOR EXPERIMENTALE OBȚINUTE LA STANDUL HARTRIDGE HA 285

Fiecare fișă de măsurare completată la standul la care au fost efectuate determinările se identifică prin: numărul curent al fișei, condițiile în care s-a făcut determinarea, numele fișierului în care au fost înregistrate datele achiziționate și parametrii achiziției. În figura de mai jos este reprezentat, drept exemplu, conținutul fișierului "st1.dat", achiziționat la măsurarea tensometrică a forței ce acționează asupra tijeii împingător a pompei injector funcționând pe standul Hartridge HA 285. Determinările s-au făcut la turația de 1040 rot/min, doza ciclică de combustibil 230 mm³/ciclu. Parametrii achiziției au fost: frecvența de achiziție 6,24 kHz, numărul total de puncte achiziționate 1440, factorul de amplificare 1 000. N/V. Reprezentarea grafică a fost realizată cu programul Harvard Graphics 4.



*Figura 8.1.: Aspectul semnalului înregistrat la măsurarea forței prin tensometrie rezistivă.
Parametrii de înregistrare: frecvență 6,24 kHz; factor
de amplificare 1000 N/V; turație camă 1.040 rot /min*

Cunoscând turația camei de 1040 rot/min, respectiv 17,333 rot/sec, putem deduce la ce intervale unghiulare s-au efectuat achizițiile raportând frecvența de achiziție la frecvența de rotație, adică 6240 (achiziții/sec) raportat la 17,333 (rotații/sec), rezultând 360 (achiziții/rotație), adică la fiecare al 360-lea punct achiziționat axul cu came al standului a făcut o rotație completă, ceea ce corespunde situației în care arborele cotit al motorului ar fi efectuat două rotații complete. În concluzie, pentru turația de 1040 rot/minut a axului cu came și cu frecvența de achiziție de 6,24 kHz se asigură o achiziție la fiecare grad RACam.

Dacă din baza de date formată prin fișierul "st1.dat" se reprezintă orice interval de 360 achiziții consecutive (de exemplu primele 360 puncte), se obține profilul forței exercitate asupra tijei împingător pe durata unei rotiri complete a camei. Din analiza unui astfel de eșantion de 360° RACam. se pot trage concluzii asupra modului de comportare a pompei injector pe parcursul unui ciclu complet al motorului.

Dacă se reprezintă numai o anumită zonă a ciclului (de exemplu primele 90-100 de puncte) adică aproximativ 90-100° RACam din eșantionul unui ciclu complet definit în alineatul de mai sus, se poate observa și analiza detaliat procesul propriu-zis de injecție.

În figurile 8.2 și 8.3 sînt prezentate cele două reprezentări detaliate din semnalul inițial.

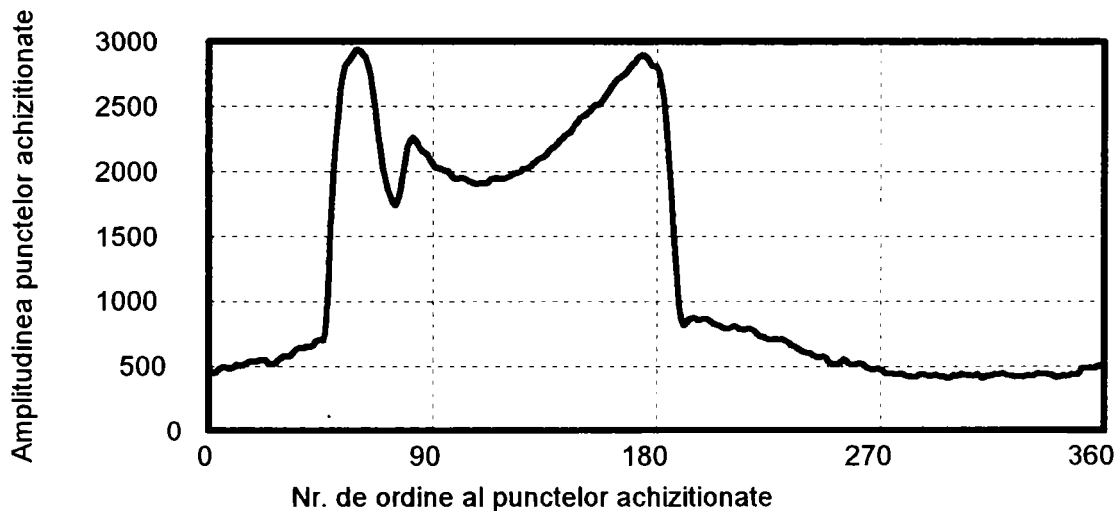


Figura 8.2.: Detaliu al semnalului înregistrat în fișierul st1.dat reprezentînd profilul forței ce acționează asupra acului injectorului la o rotație completă a axului cu came

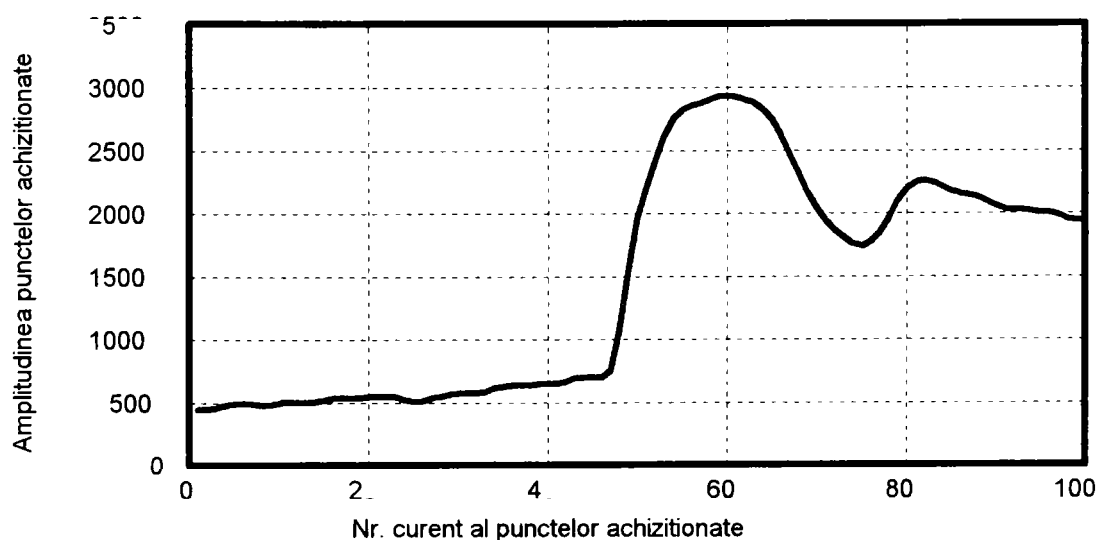


Figura 8.3.: Alura forței ce acționează asupra acului pompei injector pe perioada injecției

Înregistrarea forței ce acționează asupra acului pompei injector și reprezentarea ei pe intervalul unghiular corespunzător permite o interpretare mai intuitivă, dacă suprapunem această curbă cu variația corespunzătoare a legii de mișcare a tachelului (proporțională cu legea de mișcare a acului piston) definită de profilul camei. Suprapunerea celor două reprezentări grafice se poate efectua destul de precis, utilizând ca origine pentru curba înregistrată punctul în care acul este comprimat cu forță maximă pe sediul său, adică punctul corespunzător celui de al doilea maxim al curbei. Primul maxim reprezintă forța corespunzătoare presiunii maxime de injecție. Pentru curba ce reprezintă legea de mișcare a tachelului acest punct (în care acul piston este comprimat cu forță maximă pe sediul său din duza pulverizator) corespunde tot maximului curbei ce generează legea de mișcare a tachelului, respectiv a acului piston.

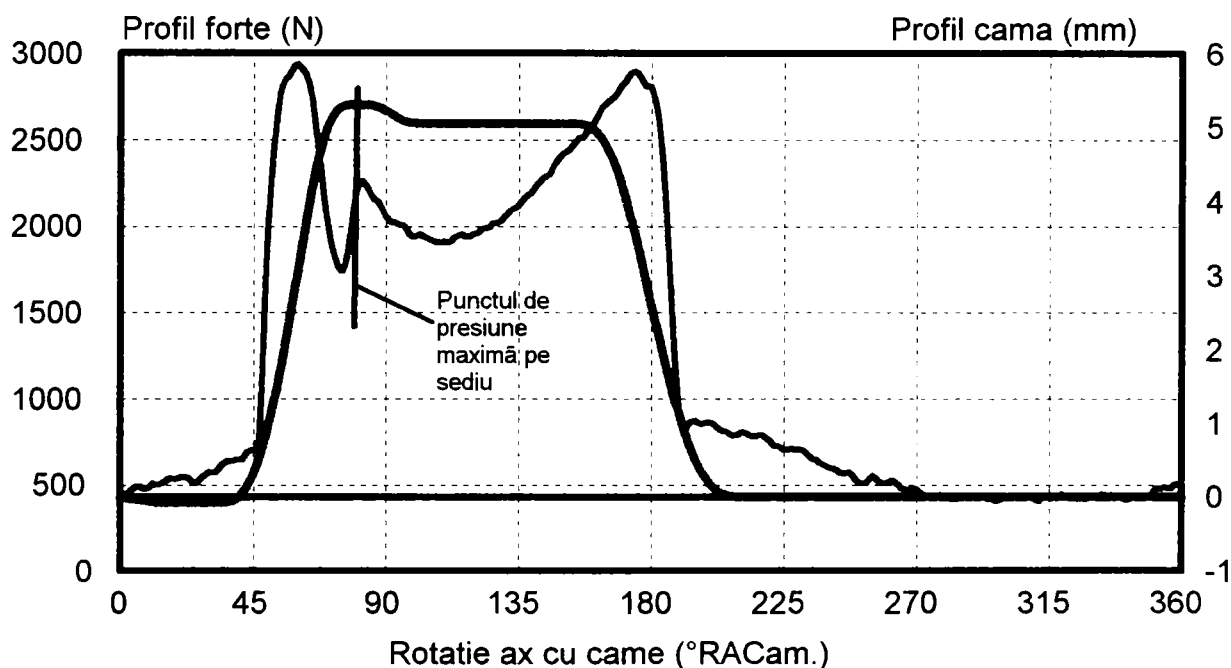


Figura 8.4.: Profilul desfășurat al legii de mișcare suprapus pe profilul forțelor ce acționează pe tija împingător a pompei injector

Din punct de vedere fizic punctul de minim situat între cele două maxime ale curbei înregistrate corespunde practic cu momentul în care acul piston ia contact cu sediul său din duza de pulverizare și deci procesul de injecție se încheie. Punctul corespunzător aflat pe curba ce reprezintă legea de mișcare se află cu 3-3° RACam în fața punctului de racordare cu o scurtă porțiune orizontală de menținere a acului pe sediu. Creșterea abruptă a forței pe un interval de 3-5° RACam, constatată pe curba înregistrată începând din punctul de minim, se justifică prin preluarea cursei rămase din momentul așezării acului pe sediu, pînă la maximul corespunzător prin legea de mișcare, de deformarea elastică a sistemului tijă împingător - ac piston, sistemul fiind comprimat între sediul din duză și culbutor.

Identificarea pe curba înregistrată a unor puncte importante pentru procesul de injecție (presiunea maximă de injecție, sfârșitul injecției, forța maximă de comprimare a acului piston pe sediu) permite interpretarea mai argumentată a alurii înregistrărilor efectuate, ca și abilitarea mai justă a modelului matematic. În acest scop, în continuare, se face analiza comparată a zonelor de interes din înregistrările obținute.

Această analiză se face prin suprapunerea și interpretarea alurii curbelor înregistrate pentru diferite regimuri de funcționare, precum și prin compararea curbelor înregistrate cu curbele corespunzătoare oferite de modelul matematic. După cum s-a arătat mai sus, curbele înregistrate se pot suprapune între ele în punctele de presiune maximă a acului pe sediul din duză, oferind astfel o origine comună. În acest scop pentru a analiza forțele care acționează acul-piston pe tot parcursul procesului de injecție se reține din fiecare curbă achiziționată o zonă de cca. 100° RACam situată în stînga originii sus convenite (deoarece injecția conform măsurătorilor efectuate pe camă se încheie la $79-80^\circ$ RACam)

Din programul de măsurători efectuate pe standul Hartridge 285 au fost prelucrate ca fiind reprezentative opt fișe de măsurare, respectiv opt fișiere cu date înregistrate. Conținutul fișelor și reprezentarea grafică a fișierelor corespunzătoare se prezintă în anexa A.

Funcționarea pompelor injector pe standul Hartridge 285 nu este identică cu funcționarea lor în condițiile reale de pe motor. Pe stand, antrenarea se face la turație relativ constantă (motor electric), se lucrează cu lichid de calibrare special, termostatat, iar fixarea în dispozitivul hidro-pneumatic nu este perfect rigidă. Cu toate aceste inconveniente, o parte din măsurări a fost necesar să fie efectuate pe acest stand pentru că el oferă posibilitați rapide de montare, demontare și reglaj, posibilitatea măsurării dozei volumice injectate, turație constantă, acces facil la tija împingător și mai ales asigură condiții bune de repetabilitate a determinărilor. În concluzie, chiar dacă funcționarea pompei injector pe standul Hartridge 285 nu simulează perfect funcționarea pe motor real (standul fiind destinat efectuării unor măsurători și reglaje în condiții date de producător) măsurătorile efectuate pe acesta sînt suficient de precise pentru a fi utilizate pentru o primă abilitare a modelului matematic utilizat.

Din cauza particularităților de funcționare a pompei injector pe standul Hartridge și modelul matematic trebuie să fie adaptat condițiilor diferite de funcționare pe motor.

Primul aspect analizat a fost comportarea pompei injector la injecția de doze de combustibil diferite cu păstrarea constantă a celorlalți parametri ai injecției. Modificarea dozei s-a făcut prin modificarea condițiilor de admisie a combustibilului, realizată prin schimbarea duzelor de admisie în injector, prevăzute cu orificii calibrate la diverse diametre. Dozele ciclice măsurate au fost 360 mm^3 (st4); 290 mm^3 (st10); 230 mm^3 (st12). În paranteze se dau denumirile fișierelor formate cu datele corespunzătoare achiziționate.

Pentru abilitarea modelului matematic, se compară curbele de variație a forței înregistrate în procesul real de injecție pentru cele trei doze ciclice cu curbele de variație a forței rezultate prin modelarea matematică a injecției dozelor corespunzătoare de combustibil. La modelare, în program, s-au utilizat ca și parametri inițiali ai procesului de injecție (turație motor, geometrie pompă injector, geometrie camă, caracteristici fizice combustibil, doză ciclică etc) parametrii inițiali identici cu ai procesului de injecție real înregistrat .

În figura de mai jos se prezintă comparativ (prin suprapunere) curbele ce reprezintă variația forței ce acționează asupra acului - piston al unei pompe injector pe parcursul injecției a trei doze ciclice diferite, cu păstrarea constantă a celorlalți parametri.

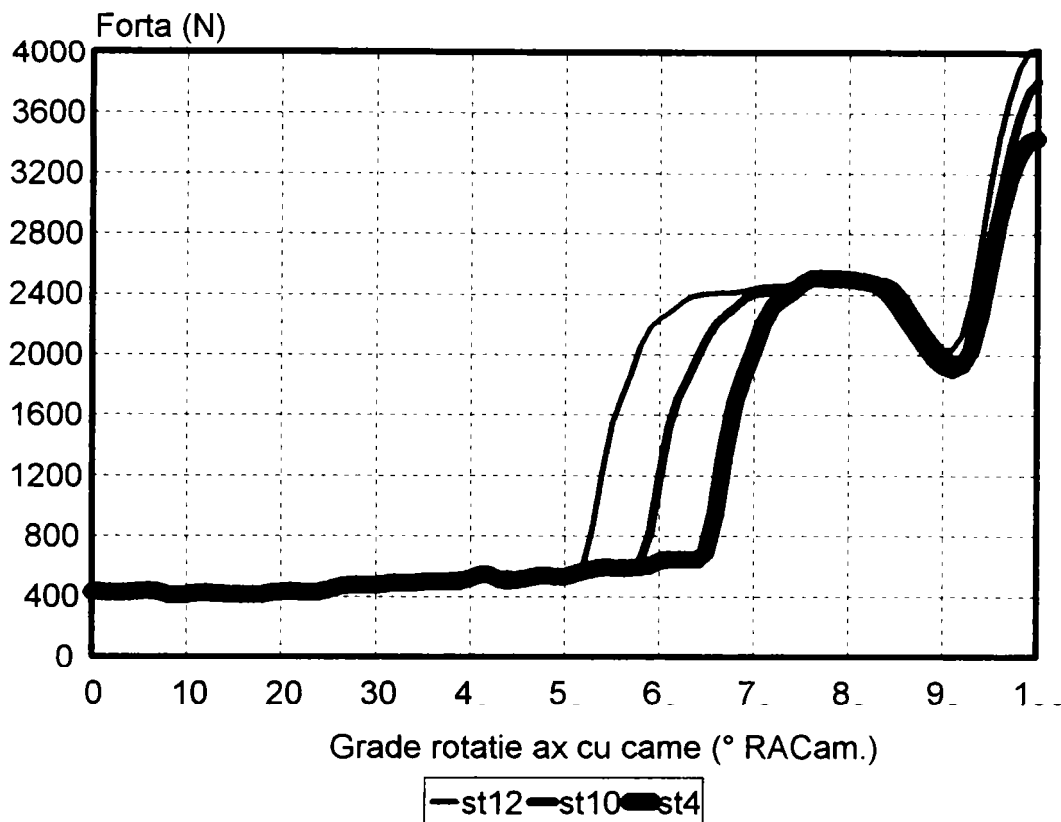


Figura 8.5.: Variația reală a forței de acționare a pistonului pompei injector pentru trei doze ciclice de combustibil

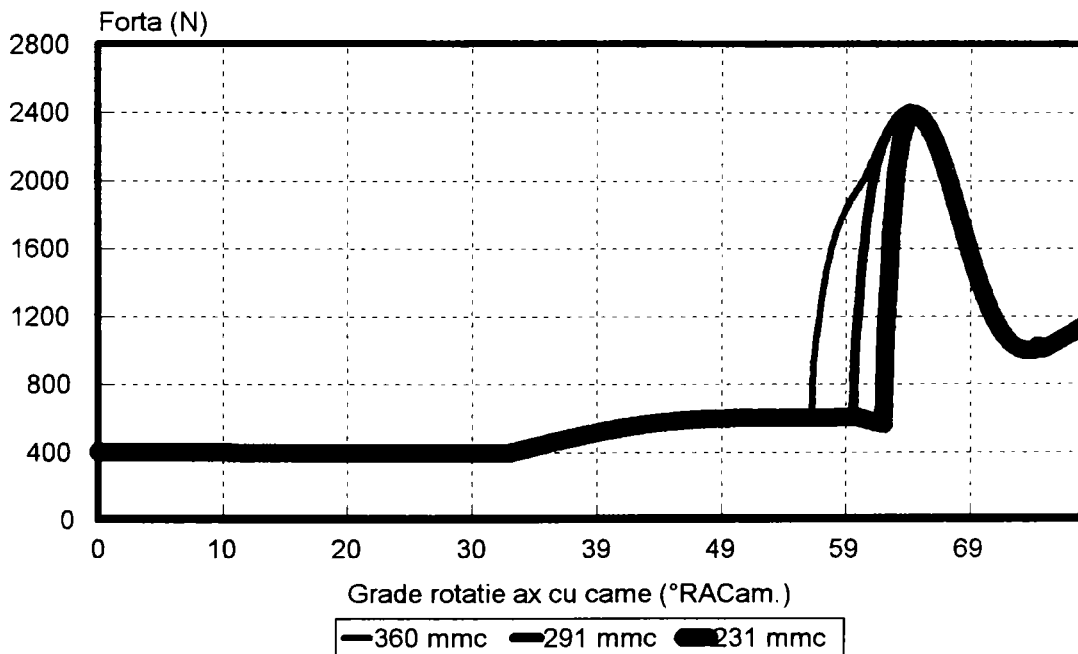


Figura 8.6.: Variația modelată a forței de acționare a pistonului pompei injector pentru cele trei doze ciclice de combustibil

Din analiza comparată a celor două dependențe rezultă o serie de diferențe cauzate de limitele modelului matematic, imperfecțiunile constructive și funcționale ale sistemului real, cât și de erori ale lanțului de măsurare.

O primă observație se referă la durata unghiulară reală a procesului de injecție, care este mai mare decât durata unghiulară modelată. Acest fapt se justifică prin natura elastică a întregului sistem de injecție (mai ales în reazeme), a unor jocuri în articulații și ghidaje datorate uzurii, precum și datorită erorilor determinate de conversia frecvență-unghi RACam în cazul unor mici variații ale turației. O eroare de 1% a turației poate provoca la conversie abateri de cca 15° RACam. Pe de altă parte, modelul matematic ia în considerare doar elasticitatea combustibilului și deformația axială a acului și tijeii împingător, restul sistemului fiind considerat rigid, etanș și fără jocuri. Cu toate aceste deosebiri, rata de creștere a duratei procesului de injecție (sau diferența unghiulară dintre momentele de început ale injecției) pentru cele trei doze a fost redată suficient de fidel (cca 5° RACam.).

În privința amplitudinii maxime a forțelor, se constată valori destul de apropiate între maximele reale înregistrate și maximele modelate. Se pot constata mici diferențe între amplitudinile maxime ale curbelor ce reprezintă forțele determinate de presiunea de injecție pentru cele trei doze diferite, diferențe ce se pot neglija. La model, aceste diferențe sînt și mai mici. Este de remarcat faptul că atît variația forței înregistrate pe sistemul real, cît și variația forței modelate reprezintă variații ale unor forțe rezultante ce acționează asupra tijeii. Ele sînt compuse din forța determinată de procesul propriu-zis de injecție, forța de inerție a maselor în mișcare (ac, tijă-împingător, arc), forța de pretensionare a arcului la montaj și forța de comprimare a arcului determinată de rigiditatea sa. Modelul matematic neglijează greutatea componentelor și forța de frecare ac - cilindrul pompei injector.

O altă influență analizată a fost influența diametrului orificiilor duzei pompei injector asupra variației forței ce acționează asupra tijeii împingător. Au fost utilizate două pompe injector identice constructiv, dar cu duze de pulverizare diferite: prima avînd 10 orificii ϕ 0,2159 mm, iar cealaltă tot 10 orificii, dar cu ϕ 0.254 mm. Această creștere de diametru presupune o creștere cu cca 40% a suprafeței efective de curgere, deci este de așteptat ca o aceeași doză de combustibil să fie injectată sub o presiune maximă mai mică în al doilea caz decât în primul.

Un efect similar este de așteptat să se petreacă și în cazul analizării comportamentului pompelor injector cu duze avînd număr diferit de orificii cu diametre identice. Un astfel de caz analizat este cazul pompei injector cu nouă orificii ϕ 0,2159 mm, comparată cu o pompă injector cu zece orificii avînd aceleași diametre ale orificiilor ca și prima pompă.

Pentru o mai bună analiză comparată a evoluției forțelor măsurate în condiții reale față de evoluția descrisă de modelul matematic, cele două curbe au fost prelucrate și reprezentate alăturat. Pentru ilustrare s-au utilizat și prelucrat fișierele (st20) și (st12) pentru cazul orificiilor cu diametre diferite, iar pentru număr diferit de orificii în duză s-au utilizat și prelucrat fișierele (st1) și (st12).

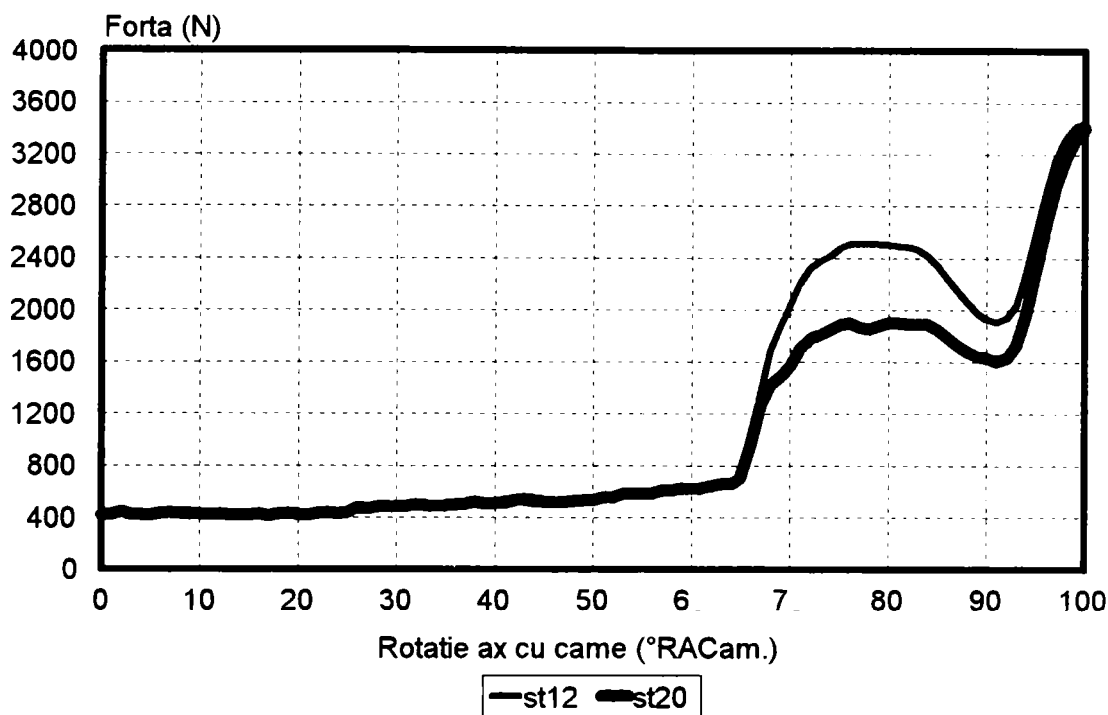


Figura 8.7.: Variația reală a forțelor ce acționează asupra pistonului pompei injector pentru același număr de orificii (10), dar diametre diferite

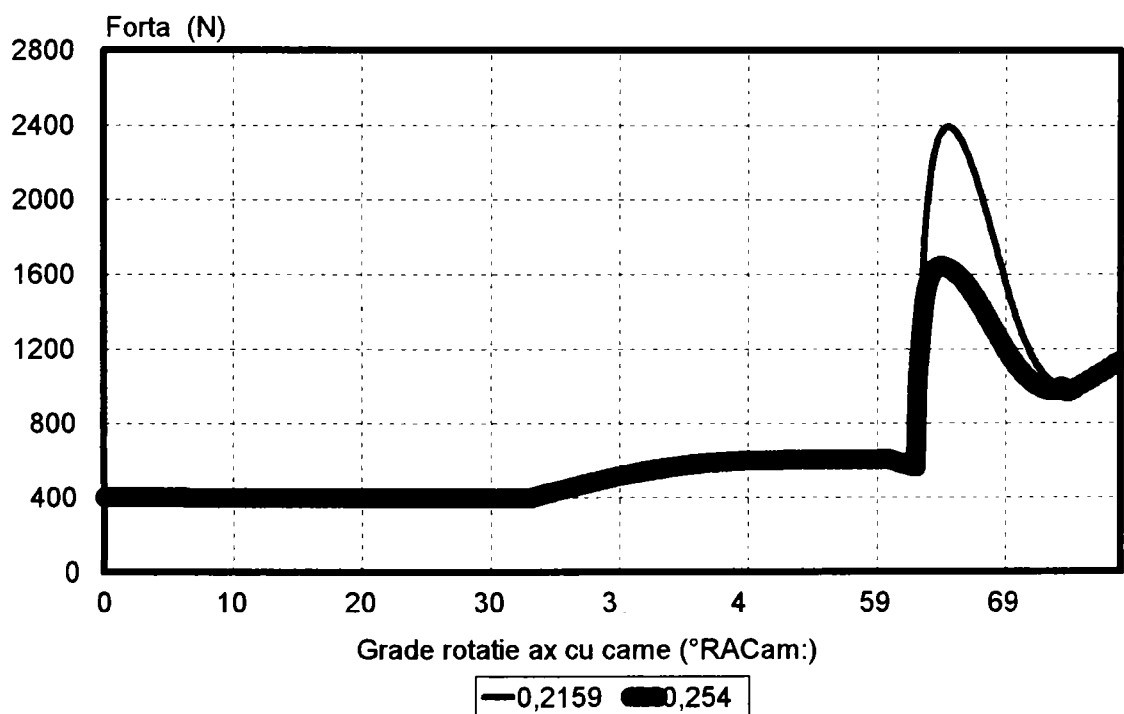


Figura 8.8.: Variația modelată a forței ce acționează asupra pistonului pompei injector în cazul aceluiași număr de orificii în duză (10) dar diametre diferite

Ca aspect general, observațiile efectuate la analiza comparativă privind influența dozei volumice ciclice asupra forței aplicate tijeî împingător, respectiv pistonului pompei injector sînt valabile și în cazul influenței diametrului orificiilor .

Menținerea diferențelor unghiulare relative între model și mărimile real măsurate semnaleză existența unor erori sistematice în lanțul de măsurare sau în procesul de conversie din domeniul frecvență în domeniul unghiular.

În următoarele imagini se prezintă variația evoluției forței ce acționează asupra tijei împingător a pompei injector la modificarea numărului de orificii ale duzei de la nouă la zece orificii, toate avînd acum același diametru ϕ 0.2159 mm. La menținerea dozei, efectul este similar cu al cazului măririi diametrului orificiilor, adică reducerea presiunii, respectiv forței maxime de injecție cu creșterea numărului de orificii.

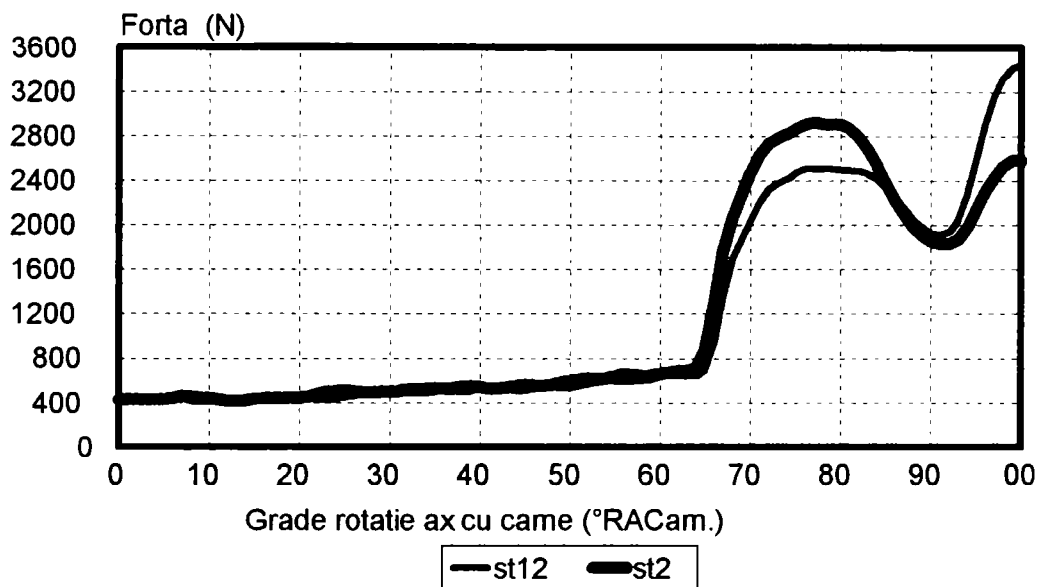


Figura 8.9.: Variația forței măsurate pe tija împingător a pompei injector la modificarea numărului de 9 orificii din duza la 10 orificii

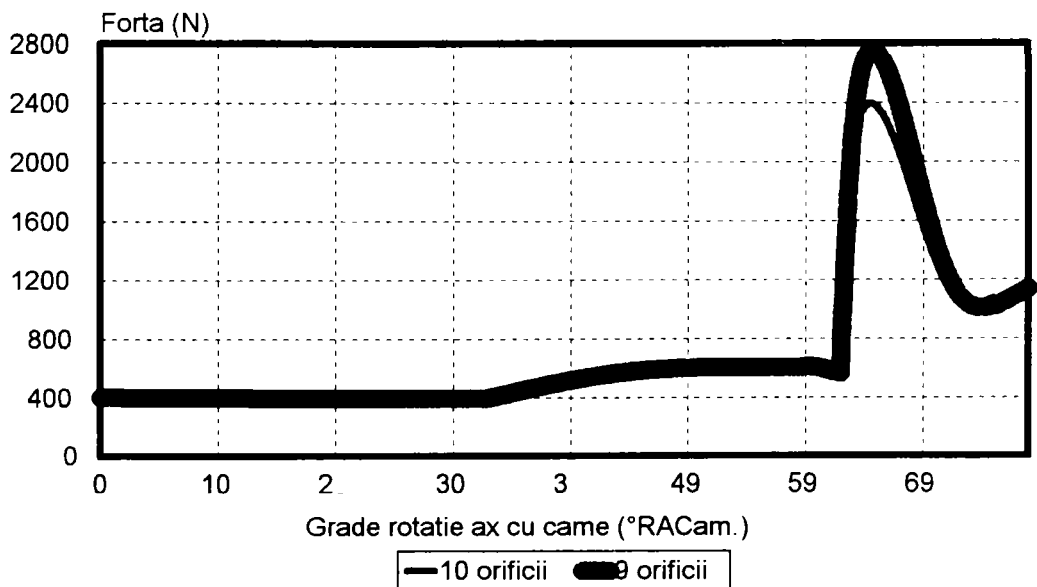


Figura 8.10.: Variația modelată a forței aplicate tijei împingător a pompei injector la modificarea numărului de orificii din duză de la nouă la zece

Relațiile pentru determinarea densității și a modului de elasticitate în funcție de presiune pentru combustibili diesel sînt date în literatura de specialitate pentru 20°C și pentru 80°C . Din acest motiv a fost înregistrată forța pe tija împingător pentru cazul de funcționare a standului fără încălzire, cu combustibilul la temperatura ambiantă, cca 18°C și pentru cazul funcționării standului cu încălzire a combustibilului la cca 60°C . Similar, modelarea s-a făcut pentru cele două trepte acceptate de program, 20°C , respectiv 80°C . Rezultatele se prezintă în diagramele de mai jos:

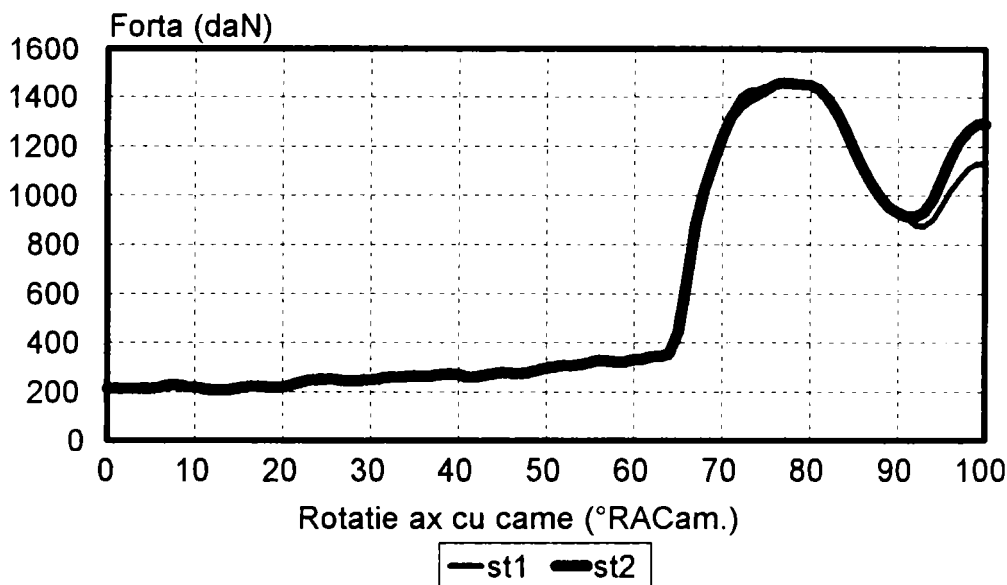


Figura 8.11.: Variația forței pe tija împingător a pompei injector cu creșterea temperaturii fluidului de calibrare de la 18°C la 60°C

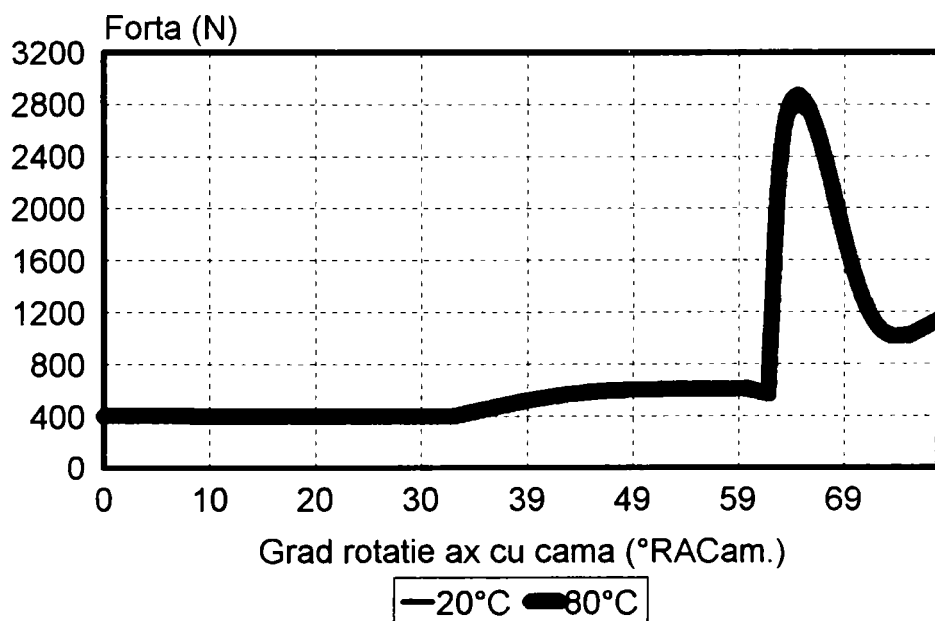


Figura 9.12.: Variația modelată a forței ce acționează pe tija împingător a pompei injector pentru temperatura combustibilului de 20°C și respectiv 80°C

După cum se poate observa în cele două reprezentări grafice, influența temperaturii combustibilului este practic neglijabilă, ea conducând cel puțin teoretic la o foarte ușoară creștere a forței maxime exercitate pe tija împingător a pompei injector. Este de subliniat însă că la motorul real, din cauza procentului mare de combustibil recirculat (la acest tip de pompă injector combustibilul are și rol de răcire și ungere a componentelor cu care vine în contact), temperatura acestuia se stabilizează la cca. 70 -80° C.

O singură diferență este sesizabilă pe reprezentarea forțelor înregistrate ce acționează pe tija împingător și anume modificarea maximului forței de comprimare a acului după așezarea acestuia pe sediu. Justificarea acestor modificări cu temperatura poate fi pusă pe seama alungirii prin dilatare termică a acului pompei injector, aspect neglijat de modelul matematic, dar fără importanță pentru procesul de injecție care în această situație este deja încheiat.

Forma de palier aparent la nivelul maximelor de pe diagrama măsurată este firească pentru profilul înregistrat al forței, dar este contrară profilului evident mai ascuțit al modelului teoretic. Astfel de mențineri ale forței maxime într-un interval unghiular mai mare sînt posibile doar în situația unor uzuri ale profilului camei sau în cazuri unor alunecări ale rolei tachet cauzate tot de uzuri, dar de această dată în ajustajul axului cu alezajul rolei tachet. O altă cauză a efectului de “rotujire” a caracteristicilor sînt frecările din cele două reazeme sferice ale tijei împingător existente la cuplarea cinematică cu acul-piston al pompei injector și respectiv cu capul de acționare reglabil al culbutorului. Toate aceste imperfecțiuni ale lanțului cinematic nu au fost luate în considerare atunci cînd a fost întocmit modelul, consecința acestui fapt fiind caracteristicile teoretice reale obținute cu aspect mai “neted” și racordări mai “ascuțite”.

8.2. PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA DATELOR EXPERIMENTALE OBȚINUTE LA STAND PE MOTORULUI Trz 6LN MODIFICAT

Pe acest stand au fost efectuate două categorii de determinări. În primul rînd a fost efectuată măsurarea și înregistrarea profilului forței ce acționează asupra tijei împingător a pompei injector funcționînd în condiții reale și cu combustibil real, iar apoi a fost ridicată diagrama indicată a motorului Trz 6LN modificat, funcționînd echipat cu sistem de injecție Cummins.

După cum s-a arătat în capitolul anterior, măsurarea și înregistrarea forței ce acționează asupra tijei împingător a pompei injector funcționînd în condiții reale pe motor a fost efectuată similar cu metoda utilizată în acest scop și aplicată la standul Hartridge HA 285. În concluzie, prelucrarea măsurărilor înregistrate se va face similar cu prelucrarea măsurărilor înregistrate pe standul Hartridge HA 285, dar analiza lor va trebui să permită pe lîngă abilitarea modelului matematic și obținerea de informații suplimentare, pe baza cărora să poată fi descrise cît mai corect fazele de lucru specifice ale pompei injector pentru condiții reale de funcționare. În anexa B sînt prezentate fișele de măsurare și reprezentarea fișierelor de date achiziționate, corespunzătoare pentru determinările efectuate pe motorul Trz 6LN modificat aflat în funcțiune pe stand.

Din cauza dificultăților privind stabilizarea turației (motorul fiind extrem de sensibil la vibrații, care afectează comenzile exterioare ale pompei de alimentare), din determinările efectuate au fost valorificate măsurările efectuate la turațiile: mers în gol (cca 660-700 rpm), 900 rpm. și 1100 rpm. (Anexa B)

Analizarea înregistrării profilului forțelor (ce acționează pe tija împingător a pompei injector) trebuie diferențiată în funcție de frecvența de eșantionare și eventual de sincronizarea acestei frecvențe cu turația motorului. Semnificativă în acest sens este înregistrarea forțelor efectuată în regim tranzitoriu la imediata oprire a motorului, în care se observă foarte clar reducerea treptată a dozei de combustibil injectat simultan cu creșterea (lărgirea) pe axa absciselor a duratei unghiulare a ciclurilor. În figura de mai jos se prezintă o astfel de situație înregistrată imediat după oprirea alimentării motorului.

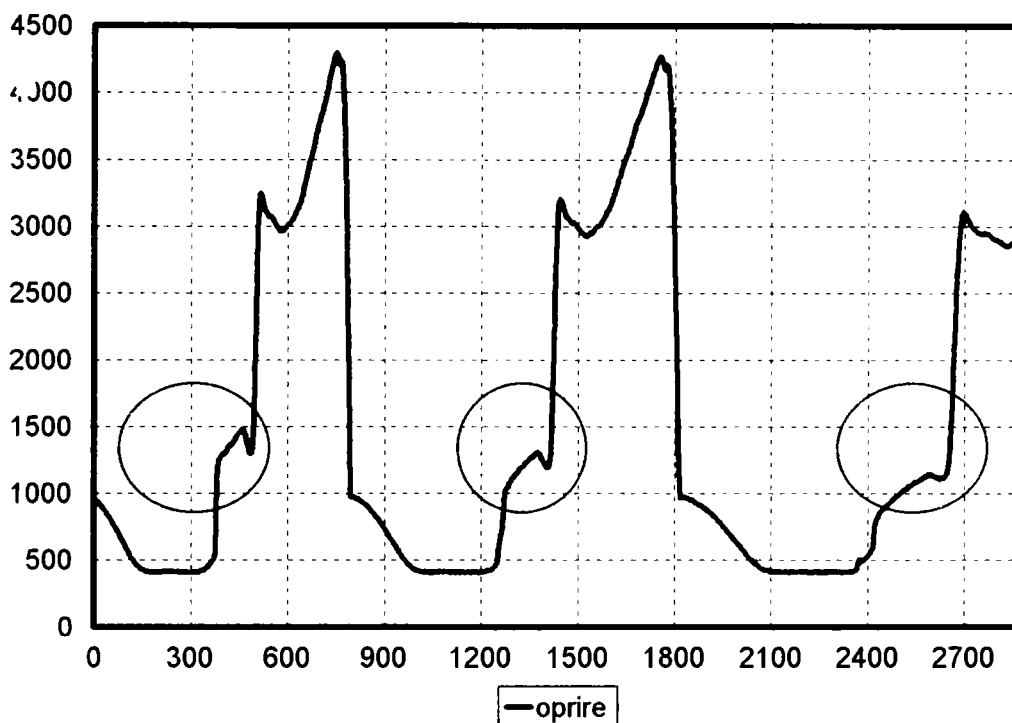


Figura 8.13.: Reducerea dozei de combustibil injectat văzută pe înregistrarea profilului forței exercitate pe tija împingător a pompei injector

În zonele încercuite se evidențiază scăderea treptată a dozei începând de la nivelul dozei de mers în gol spre oprirea completă, atît cît a permis eșantionul prelevat, adică aproape trei cicluri, la o frecvență de prelevare de 20 kHz.

Pentru mersul în gol, din cauza instabilității acestui regim, achiziția a fost efectuată fără a se face sincronizarea cu turația motorului și fără a se filtra semnalul. Pentru ca să se poată face compararea rezultatele măsurărilor la 900 rot/min și la 1100 rot/min, ele au fost efectuate păstrîndu-se aceleași condiții ca și pentru turația de mers în gol. Figurile de mai jos prezintă separat cele trei achiziții înregistrate. Curbele reprezentate sînt rezultatul a 1000 de puncte reprezentate cu o rezoluție de un punct afișat din fiecare 10 puncte achiziționate.

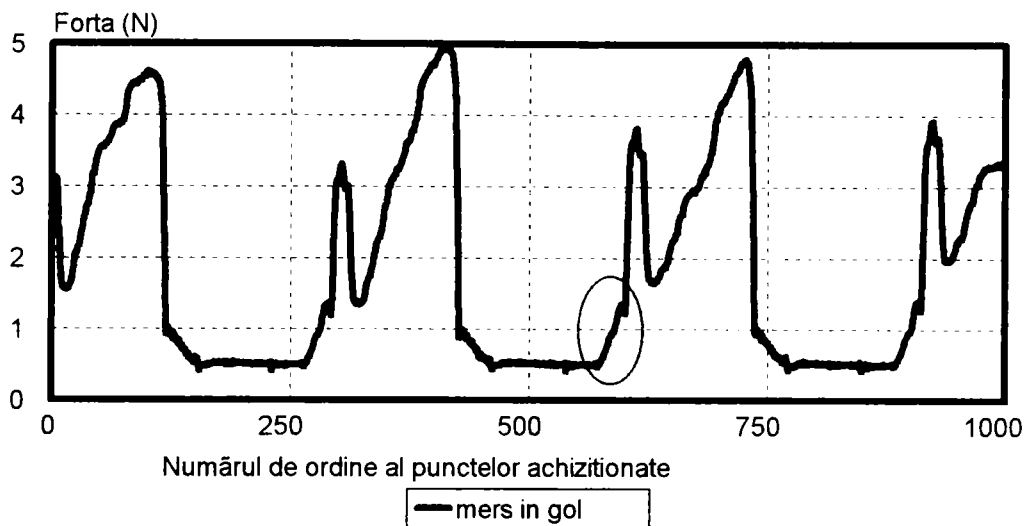


Figura 8.14.: Mers în gol

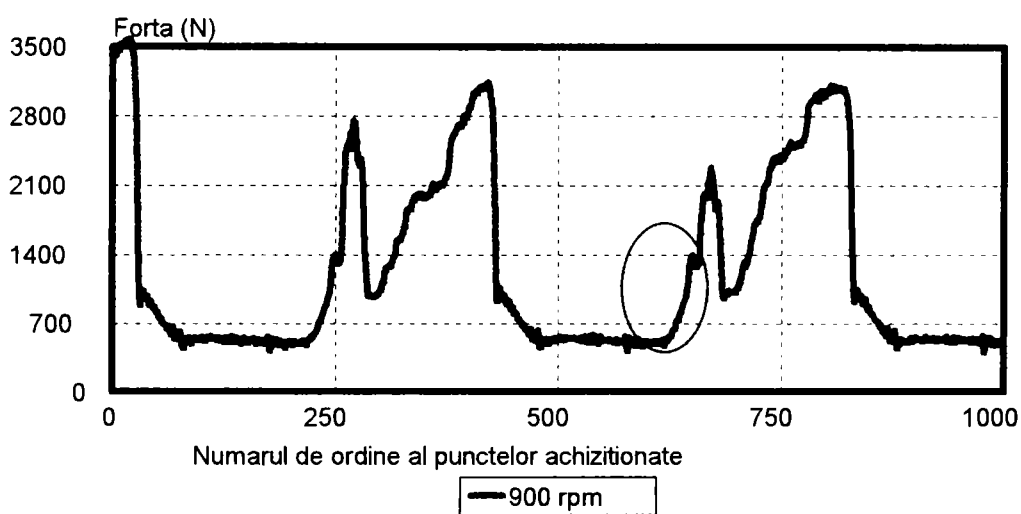


Figura 8.15.: 900 rotații/minut

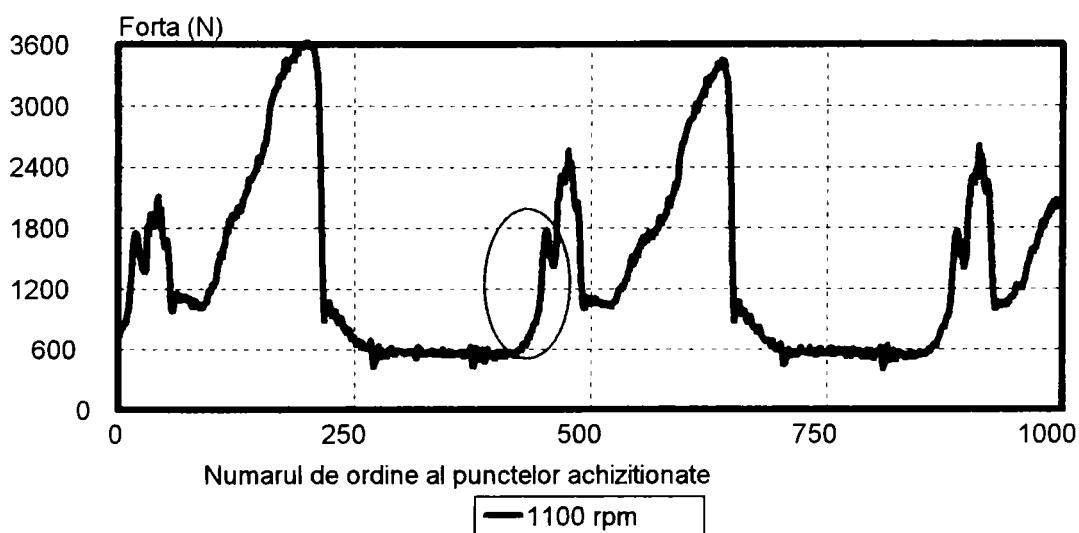


Figura 8.16.: 1100 rotații/minut

În imaginile de mai jos se prezintă modul cum au fost detaliate zonele de interes încercuite (care reprezintă de fapt procesul de injecție) pe fiecare din cele trei înregistrări prezentate mai sus. Tehnica de aliniere este similară cu cea utilizată la standul Hartridge, doar că pentru punctul „origine comună” a fost ales punctul de contact inițial al acului cu sediul său (punct în care forța aplicată sistemului tijă împingător-ac piston atinge primul minim din evoluția sa, după care forța crește, la al doilea maxim comprimând acul pe sediu).

Din cîte se poate observa din reprezentarea grafică a celor trei achiziții de mai sus, funcționarea sistemului de injecție în condiții reale pe motor (sub efectul vibrațiilor și al vitezei de rotație relativ neuniforme) dublată de imperfecțiunile de execuție a elementelor sistemului de injecție (excentricități, jocuri, uzuri, etc.) cauzate de lipsa dispozitivărilor specifice unei producții specializate, au condus la mici variații aleatoare ale forței, manifestate în toată cinematica sistemului de injecție, transmise și în tija împingător a pompei injector. Aceste asperități (vîrfuri) ale forței pot fi atenuate prin reglaje corespunzătoare, iar în timp prin procesul de uzură a microasperităților, adică prin rodaj.

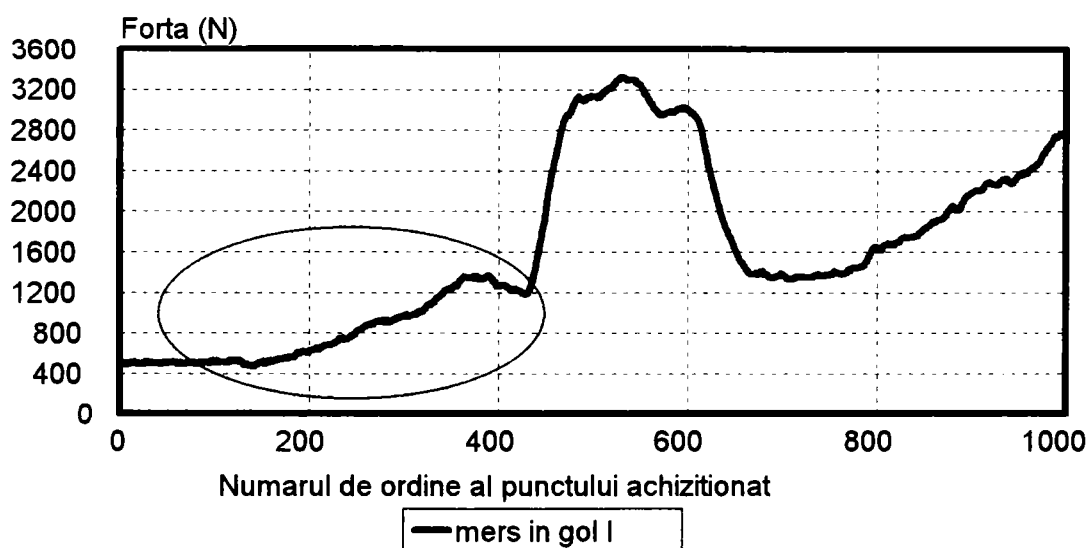


Figura 8.17.: Profilul forțelor ce acționează pe tija împingător la mersul în gol

Din cauză că în cazul acesta au fost utilizate frecvențe ridicate de achiziție, iar sistemul de reprezentare grafică Harvard Grafix nu acceptă decît 1020 puncte în abscisă, în înregistrarea de mai sus nu a fost cuprinsă variația forței din tija împingător pe un ciclu complet, ci numai pe o zonă care cuprinde cca 80 % din întregul profil al camei. Pentru această lucrare prezintă interes deosebit zona încercuită, zonă care descrie practic procesul de injecție. Detaliul acestei zone de interes este prezentat în figura de mai jos.

Tot în figura de mai jos este marcat cu un segment de dreaptă vertical punctul comun de aliniere pentru regimul de “mers în gol” (ca exemplu). Dacă se determină aceste puncte pentru celelalte două regimuri și se reprezintă în același sistem de axe cele trei curbe cu “originile” definite mai sus, aliniate la dreapta, rezultă figura de mai jos :

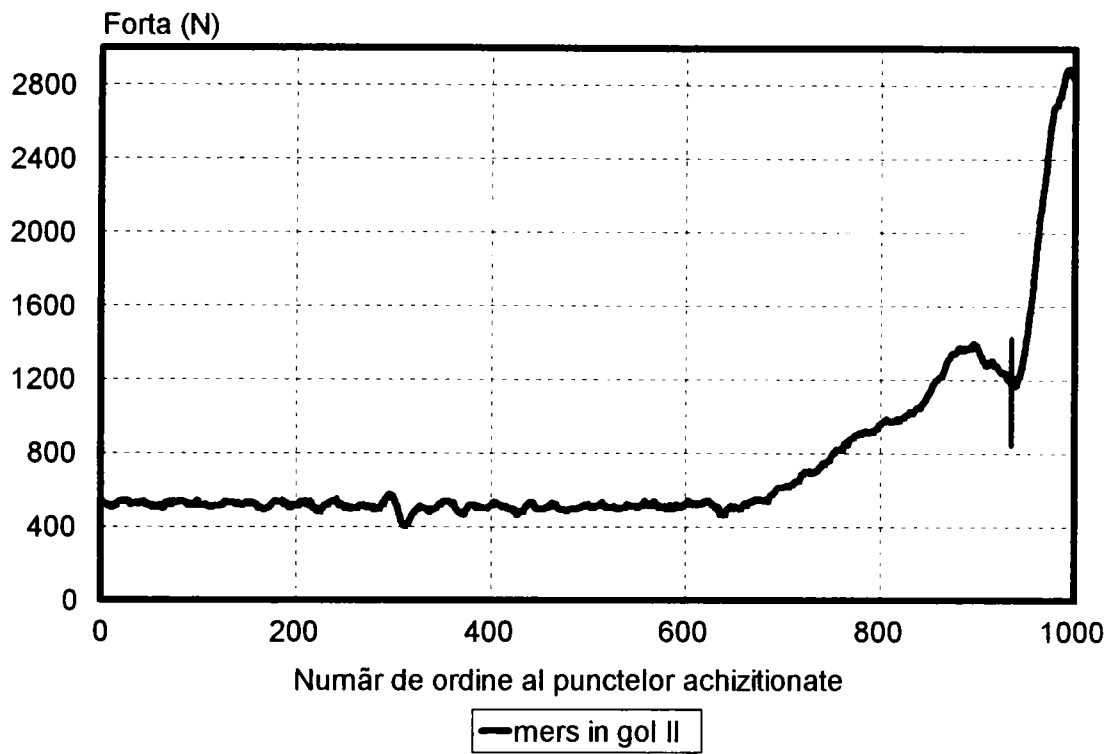


Figura 8.18.: Detaliu al profilului forțelor ce acționează asupra tijei împingător la mersul în gol

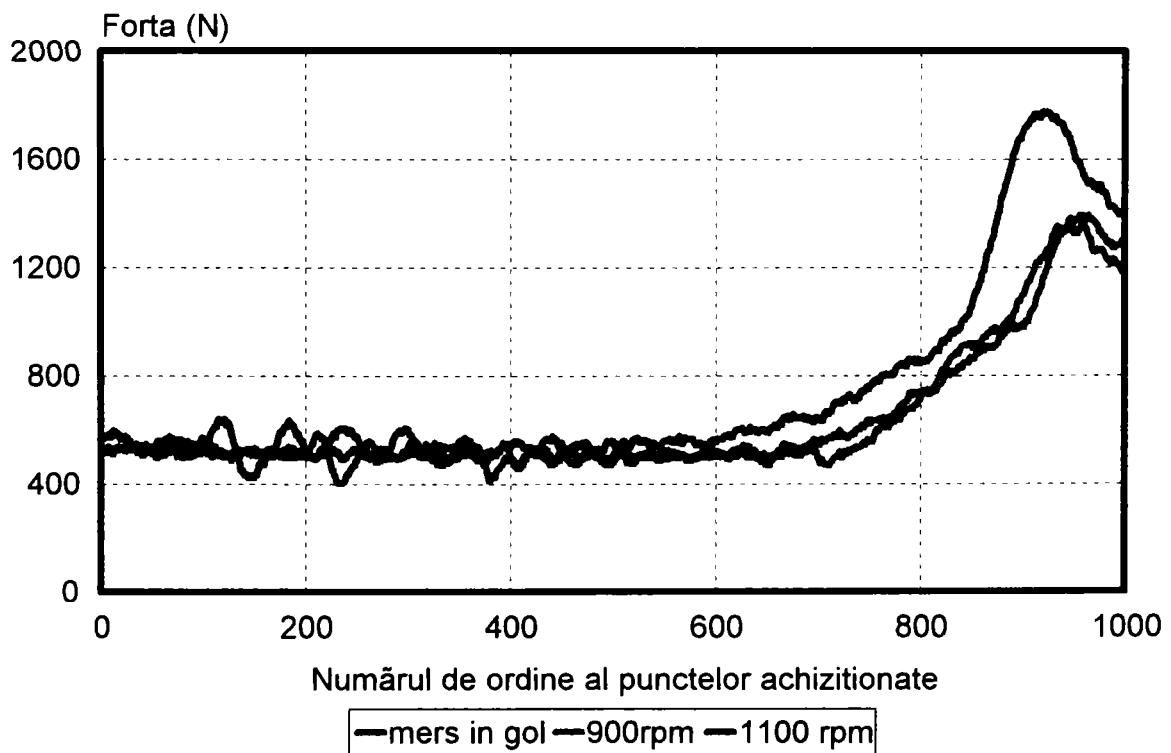


Figura 8.19.: Profilul forțelor ce acționează asupra tijei împingător a pompei injector pentru trei regimuri de funcționare a motorului

În continuare se analizează evoluția forțelor aplicate acului piston pe parcursul injecției, atât teoretic (modelat matematic), cât și experimental, dar numai pentru rezultatele obținute pe standul Hartridge. Se constată că de regulă variația forței ce se aplică tijeii împingător pe parcursul procesului de injecție are ca și caracteristică pentru ramura ascendentă o curbă cu două zone cu pante evident diferite.

Primă zonă, practic lineară, are panta mică și este determinată în principal de caracteristica elastică a arcului pompei injector. Valorile mici ale presiunii în faza de evacuare a aerului din injector au acum o influență neglijabilă.

A doua zonă poate fi aproximată tot cu o dreaptă și are o pantă mult mai mare. Creșterea foarte abruptă a forței rezultante este consecința creșterii rapide a forței necesare pentru procesul propriu-zis de injecție a combustibilului lichid. Componenta oferită de caracteristica elastică a arcului este în acest caz neglijabilă.

Justificarea acestui profil al creșterii forței cu două pante pentru modelul matematic a fost făcută când s-a arătat că practic în cazul presiunilor mari de injecție cantitatea relativ redusă de aer din injector nu influențează sensibil legea de injecție a combustibilului. În cazul funcționării pe standul Hartridge injecția se face în lichid, ceea ce face ca în pompa injector să nu poată pătrundă o cantitate mare de aer. Acest aer care totuși ajunge în injector (prin neetanșeități sau rămas din ciclul anterior) nu poate modifica sesizabil evoluția legii de injecție în două pante descrisă mai sus.

Ramura descendentă a curbei redă variația forței ce acționează asupra tijeii împingător pe perioada scăderii vitezei de coborîre a acului piston de la valoarea maximă la zero. Și în acest caz se poate caracteriza evoluția forței rezultante aplicate (de la valoarea maximă la o anumită valoare corespunzătoare așezării acului pe sediul din duza pulverizator), prin valoarea unghiulară a pantei segmentului de dreaptă ce aproximează evoluția forței.

În cazul real când pompa injector funcționează pe motor, în momentul începerii cursei ascendente a acului piston, prin depresiunea creată în spațiul de sub acul piston se aspiră la început un amestec de gaze reziduale și aer proaspăt, apoi tot mai mult aer proaspăt. Această perioadă de ridicare, menținere și apoi coborîre a acului piston corespunde perioadei în care în cilindrul motor era început deja procesul de admisiune și durează pînă aproape de finalul procesului de comprimare.

În paralel cu pătrunderea aerului, sub efectul ascensiunii acului piston este deschis și orificiul de admisiune a combustibilului care, fiind sub o presiune inițială mai mare decît cea a aerului, pătrunde în injector și comprimă aerul aflat deja acolo. Durata scurtă a procesului de umplere a injectorului face ca în primă fază, din cauza inerției jetului, iar apoi din cauza creșterii rapide a presiunii din cilindrul motorului, aerul pătruns în cantitate destul de mare în injector să-și mărească continuu presiunea.

După ce doza ciclică, prescrisă de presiunea de admisiune a combustibilului și de durata de umplere a injectorului (determinată la rîndul ei de turația motorului) este admisă, în pompa injector începe cursa descendentă a acului piston care, după ce închide orificiul de umplere, determină creșterea presiunii aerului din pompa injector peste presiunea din acel moment din cilindrul motor.

Să analizăm acum (pentru funcționarea pe motor) procesele ce se petrec în pompa injector între momentul începerii cursei ascendente și momentul finalizării cursei descendente a ansamblului tijă împingător-ac piston. Analiza se face tot prin interpretarea modificărilor alurii curbei care reprezintă evoluția forței aplicate sistemului tijă-ac, cu observația că pe ramura ascendentă alura acestei curbe oferă în acest caz trei zone ce pot fi approximate cu trei segmente de dreaptă avînd pante suficient de distincte (vezi figura 8.20.).

Înainte însă de a descrie cele trei zone ale curbei înregistrate, este necesar să se analizeze procesele ce au loc în interiorul injectorului pe parcursul cursei descendente a acului piston. În momentul în care acul piston începe cursa descendentă, combustibilul continuă încă să pătrundă în injector sub presiunea pompei pînă cînd acul piston închide orificiul de umplere, realizînd astfel doza ciclică prescrisă. Pompa injector este astfel dimensionată ca și atunci cînd se admite doza maximă de combustibil, volumul acestuia să nu ocupe în totalitate volumul geometric din injector avut la dispoziție în momentul în care acul piston închide orificiul de umplere. Aceasta înseamnă că la orice doză ciclică de combustibil admisă, restul de volum din injector este ocupat de aer și parțial gaze reziduale.

Combustibilul pătrunde în injector prin partea superioară (prin orificiul de umplere), sub presiunea pompei, iar aerul și gazele reziduale pătrund prin partea inferioară (prin orificiile din duza pulverizator), sub presiunea din cilindrul motor. Deoarece în această fază presiunea aerului din cilindru este mai mare decît presiunea de admisiune a combustibilului, nu este posibilă curgerea acestuia în cilindru. Simultan însă în pompa injector se produce un proces intens de amestecare (emulsionare) a combustibilului cu aerul care continuă să pătrundă prin duză cu presiune tot mai mare. Acest proces face ca în amestecul combustibil-aer să existe pe direcție verticală o variație descrescătoare a conținutului de aer orientată dinspre duza pulverizator, unde este maxim conținutul de aer și minim cel de combustibil, către suprafața frontală conică a acului piston, unde raportul combustibil-aer se inversează, aici fiind maxim conținutul de combustibil și minim cel de aer.

Descrierea de mai sus a distribuției concentrației aerului în amestecul din injector corespunde unei puternice stări de dezechilibru și reprezintă un anumit moment din evoluția firească spre o stare de echilibru a amestecului, evoluție care are o durată determinată. Viteza mare a acului piston în cursa descendentă nu oferă suficient timp ca sistemul combustibil-aer să se apropie măcar de starea de echilibru (stare caracterizată de separarea componentelor, uniformizarea densității în componente, uniformizarea temperaturii, etc) și forțează, prin creșterea rapidă a presiunii, începerea injecției în cilindrul motor.

Revenind la descrierea celor trei zone ale curbei ascendente ce reprezintă evoluția forței aplicate sistemului tijă împingător-ac piston în timpul procesului de injecție, observăm că ea poate fi aproximată în porțiunea crescătoare relativ exact prin cele trei segmente de dreaptă.

Prima zonă aproximată fiind cvasiliniară (sinuozitățile de mică amplitudine ce mediază dreapta caracteristică fiind consecința vibrațiilor mecanice ale sistemului arc-tijă-ac induse de funcționarea motorului), are alura determinată de forța oferită de caracteristica elastică a arcului, compusă cu forța necesară procesului de injecție a amestecului combustibil-aer aflat în pompa injector. Forța necesară procesului de injecție a amestecului combustibil-aer aflat în pompa injector este redusă în această fază, pentru că în cursa descendentă acul piston comprimă în primă fază doar amestecul de aer și gaze a căror densitate este relativ mică, inițiind injecția la presiune scăzută a unui amestec extrem de sărac. Chiar dacă viteza acului

este în creștere și presiunea de injecție crește, influența forței necesare injecției asupra alurii forței elastice a arcului este în această etapă încă nesemnificativă. În concluzie, în această primă fază, alura dominantă este oferită de caracteristica liniară a arcului ușor curbată la extrema dreaptă de forța necesară procesului de injecție care de aici începînd tinde să devină preponderentă.

Și a doua zonă este aproximată tot printr-un segment de dreaptă dar de pantă ceva mai mare, ceea ce reflectă o modificare importantă a ratei de creștere pentru forța totală. Această rată de creștere este mai mare decît cea oferită de caracteristica elastică a arcului, pentru că acum forța necesară procesului de injecție are o pondere importantă. Creșterea mai rapidă a forței ce determină presiunea de injecție este dată de viteza tot mai mare impusă de legea de deplasare a acului piston. În injector presiunea fiind în continuă creștere, densitatea componentei gazoase a emulsiei aer-combustibil crește. Simultan, concentrația în aer a acestei emulsii scade puternic, pentru că o parte din aerul aflat inițial în injector a fost eliminată sub formă de emulsie săracă în faza anterioară. Creșterea densității componentei gazoase a emulsiei ca și scăderea concentrației de aer din emulsie, ambele pe fondul creșterii permanente a vitezei acului piston în cursa descendentă, conduc la creșterea importantă a forței aplicate ansamblului tijă împingător-ac piston. Alura curbei ce reprezintă evoluția forței totale (rezultante) asupra ansamblului tijă împingător-ac piston poate fi aproximată după cum s-a arătat mai sus cu o dreaptă.

Dacă în urma evoluției proceselor din injector descrise pentru faza întâi a fost inițiat procesul de injecție, el debutează cu injectarea unui amestec inițial foarte sărac și la presiune relativ scăzută, dar continuă cu tendința de îmbogățire pe fondul creșterii permanente a presiunii de injecție. În această a doua fază procesul de îmbogățire a emulsiei ca și creșterea presiunii de injecție se accentuează evident.

A treia zonă continuă pînă la valoarea maximă a forței și după cum s-a arătat poate fi aproximată tot cu un segment de dreaptă. Acest segment de dreaptă are panta cea mai mare, corespunzătoare creșterii rapide a forței rezultante ce acționează asupra acului și aproximează alura acesteia de la ultima valoare a zonei anterioare de variație, pînă la valoarea maximă. Panta acestui segment sugerează cea mai rapidă evoluție crescătoare a forței rezultante ce acționează asupra acului pe durata acestei faze a injecției comparativ cu evoluțiile anterioare. Dacă componenta datorată forței elastice a arcului își menține alura inițială, componenta corespunzătoare forței ce determină presiunea de injecție devine esențială, fiind foarte puțin influențată de prima componentă. Creșterea rapidă a forței ce determină creșterea presiunii de injecție în această fază este motivată de viteza care tinde spre viteza maximă a acului piston.

În injector, amestecul combustibil-aer devine foarte bogat, ajungîndu-se ca la limită în masa combustibilului să nu existe aer sau gaze arse sau să existe doar urme ale acestora. Acest lucru este posibil deoarece pînă la această fază, pe parcursul fazei unu și doi, a fost injectat tot aerul sub formă de amestec aer (în stare gazoasă) -combustibil (sub formă de picături). Totuși, presiunea relativ ridicată la care se încheie faza a doua de injecție face ca o mică parte din aerul și gazele din injector să se amestece sub efectul turbulenței în masa lichidă a combustibilului. Acest fapt este important deoarece pe lîngă obținerea unui amestec intim aer-combustibil particulele de aer și gaze constituie amorse de rupere a vînei de fluid la ieșirea din injector, favorizînd procesul de pulverizare.

Evoluția descendentă a curbei de la valoarea maximă a forței la momentul așezării acului pe sediu are loc pe seama scăderii continue a vitezei de la viteza maximă la zero. În momentul în care acul se așează pe sediu, viteza sa devine nulă; nu același lucru se întâmplă cu forța aplicată acestuia, care, pentru a nu permite acului să se ridice din sediu, trebuie să fie egală sau mai mare decât forța elastică a arcului corespunzătoare cursei maxime a acului.

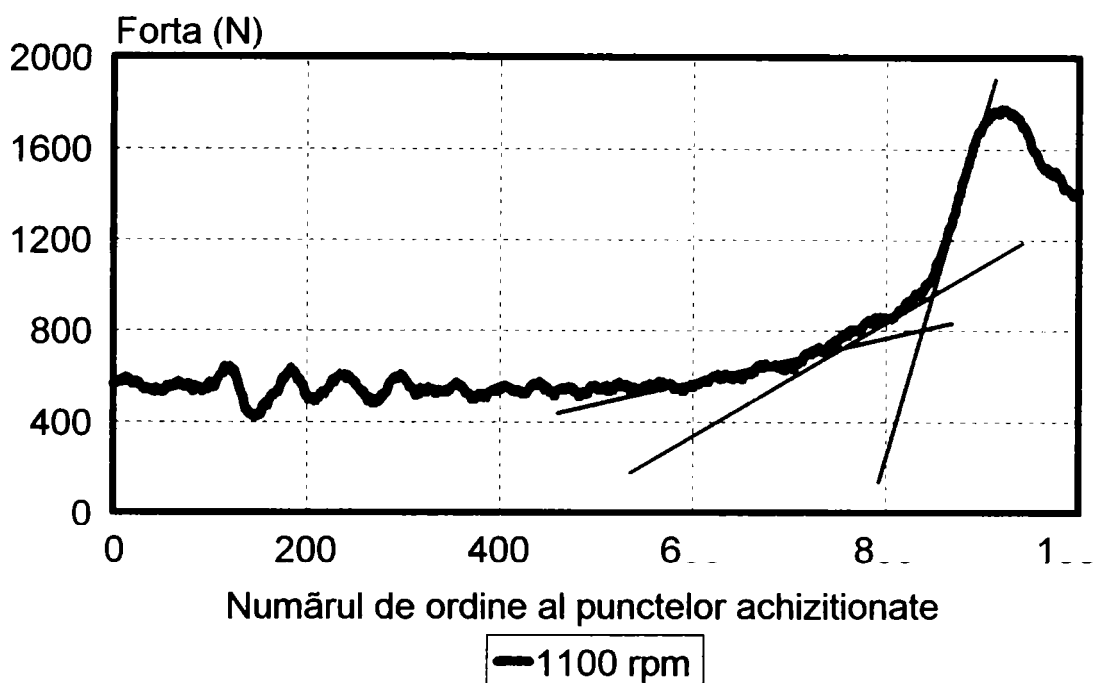


Figura 8.20.: Aproximarea variației forței înregistrate pentru cazul funcționării în condiții reale a pompei injector

Procesul real de injecție, descris pe seama interpretării evoluției forței rezultante aplicate acului piston în timpul întregului proces de injecție poate fi împărțit în trei părți. Astfel, injecția reală debutează întotdeauna cu o scurtă preinjecție, caracterizată prin injectarea unui amestec de aer și combustibil cu presiunea și concentrația în combustibil în creștere accelerată. Apoi procesul continuă cu perioada principală de injecție, caracterizată de faptul că se injectează doar combustibil și că în această perioadă se obține presiunea maximă (1800-2000 bar, sau mai mult). După atingerea presiunii maxime, injecția trece spre partea finală, postinjecția, caracterizată prin injecția în continuarea doar a combustibilului, dar cu presiunea în scădere și finalizată prin întreruperea bruscă a injecției produsă prin așezarea fermă (cu forță) a acului pe sediu.

8.3. PRELUCRAREA ȘI INTERPRETAREA DIAGRAMELOR INDICATE RIDICATE LA STAND PE MOTOARELE Trz 6LN MODIFICAT ȘI LDA 450

Diagrama indicată oferă una din cele mai obiective metode de descriere a proceselor de ardere desfășurate în cilindrul motor. Înainte de a trece la prelucrarea și interpretarea diagramelor indicate înregistrate, este necesar să se comenteze parametrii procesului de injecție pentru sistemul Cummins, parametri care determină în mare parte evoluția ulterioară a procesului de ardere din cilindru.

Un prim parametru important al procesului de injecție este avansul la injecție, definit ca fiind valoarea unghiulară a rotirii arborelui cotit măsurată în grade RAC din momentul începerii injecției propriu-zise pînă la punctul mort interior. Această valoare se asigură prin sincronizarea cinematică a legii de mișcare oferită de profilul camei ce acționează asupra tijeii împingător și a acului piston prin intermediul rolei tchet și a culbutorului cu legea de mișcare a pistonului în cilindrul motor.

Prin legea de mișcare definită de profilul camei se comandă practic începerea deplasării acului piston în cursa descendentă, dar acest moment nu coincide cu momentul începerii injecției propriu-zise. Doar după ce acul piston închide orificiul de umplere și viteza mare de coborîre a acestuia determină creșterea presiunii combustibilului și a amestecului de aer și gaze din pompa injector peste valoarea presiunii aerului din cilindrul motor, începe practic injecția propriu-zisă. În concluzie, sincronizarea cinematică asigură doar valori unghiulare identice de începere a cursei descendente pentru acul piston, dar nu asigură momente unghiulare identice pentru începutul injecției propriu-zise. Valoarea diferenței unghiulare dintre începerea cursei descendente și începerea injecției propriu-zise crește odată cu scăderea dozei ciclice de combustibil admise în injector, ducînd la scăderea corespunzătoare a avansului la injecție.

Un alt parametru important al procesului de injecție este caracteristica injecției combustibilului, definită ca dependența între unghiul de rotire al arborelui cotit și cantitatea de combustibil injectat. După cum am descris în paragraful anterior, procesul de injecție debutează de fiecare dată cu injecția unei emulsii aer-combustibil a cărei presiune crește simultan cu creșterea concentrației de combustibil în emulsie pînă ce întreaga cantitate de aer a fost evacuată. Începînd din acest punct, viteza de creștere a presiunii de injecție se accentuează și mai mult, ajungînd la o valoare maximă, după care scade continuu pînă la întreruperea bruscă a injecției, determinată de obturarea orificiilor din duza de pulverizare de către acul piston. În concluzie, la începutul injecției se debitează o cantitate mai mică de combustibil, urmează o creștere a vitezei de debitare pînă la o valoare maximă, ca spre final aceasta să scadă pînă la o anumită valoare, cînd este brusc întreruptă.

Referitor la caracteristicile jeturilor de combustibil pulverizat, adică finețea de pulverizare, omogenitatea jetului, penetrația și unghiul de dispersie, este necesar ca evoluția parametrilor care le definesc să fie urmărită simultan cu evoluția procesului de injecție. Astfel, finețea de pulverizare este determinată de energia cinetică în creștere a emulsiei cu care debutează injecția. Deci în primă fază emulsia va conține picăturile cele mai mici ca diametru (care pot fi antrenate de energia cinetică inițial redusă a emulsiei) și continuă cu antrenarea picăturilor tot mai mari în diametru, paralel cu creșterea corespunzătoare a energiei cinetice a emulsiei. Odată cu creșterea diametrului și a energiei cinetice a picăturilor crește și frecarea cu aerul din cilindrul motor, aer a cărui densitate și temperatură este tot mai ridicată. Creșterea accelerată a concentrației de combustibil în emulsie conduce la un moment dat la amorsarea injecției de combustibil fără componentă gazoasă. Viteza deja mare a acului piston fiind în continuare în creștere, face ca la ieșirea din duză energia cinetică a jetului să crească, obținîndu-se o fărîmițare a acestuia în picături tot mai fine. Odată cu depășirea vitezei maxime a acului piston, aceasta începe să scadă, ducînd la înrăutățirea condițiilor de pulverizare, implicit a fineței particulelor jetului.

Omogenitatea jetului variază în timp cu evoluția unghiulară și în spațiu pentru momente date ale procesului de injecție. La inițializarea injecției emulsiei omogenitatea este redusă, dar

crește odată cu amorsarea injecției de combustibil lichid datorită creșterii energiei cinetice a jetului la ieșirea din duză, ca apoi să scadă odată cu reducerea vitezei acului piston. În privința variației în spațiu a diametrului picăturilor, se păstrează distribuția clasică în anvelopă formată din particule de combustibil cu diametrele cele mai mici în creștere spre axa jetului, unde se află nucleul format dintr-o vîină lichidă de combustibil. Acesta scade în lungime pe măsura creșterii vitezei jetului, iar în unele situații chiar dispare.

Penetrația jetului scade cu creșterea fineței de pulverizare, dar distribuția combustibilului în întregul volum al camerei de ardere este compensată prin: numărul mare al jeturilor (9 sau 10), direcția axei jeturilor și valoarea mare a unghiului de dispersie al fiecărui jet.

Referitor la modul de înregistrare a diagramei indicate s-a arătat în capitolul anterior că datele au fost achiziționate cu ajutorul unui convertor analog numeric, fiind stocate ca fișiere "dat" prin intermediul unui calculator tip PC 586. Tot cu ajutorul acestui calculator a fost efectuată conversia fișierelor "dat" în fișiere "doc", iar apoi s-a trecut la prelucrarea și prezentarea rezultatelor obținute atît sub formă grafică, cît și a valorilor numerice importante. Programele utilizate în acest scop sînt programe specializate scrise în limbajul Qbasic: pentru conversia datelor, s-a folosit programul în QBasic "Ctc", pentru calculul, trasarea și prelucrarea grafică a diagramelor, programul QBasic "Rajko", iar ca programe profesionale (funcționînd sub sistemul de operare Windows 95) s-au folosit: pentru reprezentare grafică programul Harvard Graphics 4.0., pentru analiza curbelor obținute programul Curve Expert 1.1, iar pentru întreaga editare și alte conversii programul Word 7.0.

Pe lîngă datele achiziționate la stand, programul de calcul, trasare și prelucrare grafică necesită ca date de intrare o serie de date suplimentare referitoare la parametrii constructivi și de funcționare ai motorului și frînei, precum și alți parametri, ca de exemplu: compoziția combustibilului, condițiile ambiante, modul de achiziție a datelor etc. Acești parametri se introduc prin intermediul a trei fișiere de date denumite "Motor dat" , "Combustibil dat" și "Frînă dat". Conținutul acestor fișiere ca și denumirea fișierului cu valorile măsurate înregistrate se regăsesc în tabele de mai jos, precum și în fișele de măsurare corespunzătoare completate la stand (anexa C) .

În continuare se prezintă tabelar conținutul fișierelor cu datele de intrare necesare pentru prelucrarea și reprezentarea diagramelor înregistrate în cazul celor două motoare funcționînd la două regimuri diferite.

Conținutul celor patru fișiere "Motor dat"

1.	Marca motorului	Trz6ln	Trz6ln	Lda450	Lda450
2.	Tipul motorului	diesel	diesel	diesel	diesel
3.	Cursa pistonului [mm]	180	180	80	80
4.	Diametrul pistonului [mm]	150	150	85	85
5.	Excentricitatea bolțului [mm]	0	0	0	0
6.	Excentricitatea manetonului [mm]	0	0	0	0
7.	Numărul cilindrilor	6	6	1	1
8.	Raportul de comprimare	15	15	17,5	17,5
9.	Lungimea bielei [mm]	320	320	145	145
10.	Avansul la injecție [°RAC]	10	10	17,5	17,5
11.	Întîrz. la închid. a supapei de evac. [°RAC]	40	40	40	40
12.	Temperatura pereților camerei de ard. [°K]	450	450	450	450

Conținutul celor patru fișiere "Combustibil dat"

13.	Putere calorifică inferioară [kJ/kg]	41500	41500	41500	41500
14.	Conținutul în carbon [kg/kg]	0,87	0,87	0,87	0,87
15.	Conținutul în hidrogen [kg/kg]	0.126	0.126	0.126	0.126
16.	Conținutul în oxigen [kg/kg]	0.004	0.004	0.004	0.004
17.	Masa molară aparentă [kg/kmol]	190	190	190	190
18.	Densitatea [kg/dm ³]	0,86	0,86	0,86	0,86

Conținutul celor patru fișiere "Frînă dat"

19.	Unghiul între două achiziții suc. [°RAC]	1	1	1	1
20.	Corecția de punct mort inferior [°RAC]	-1,2	-5	-6,1	-6,1
21.	Temperatura ambiantă [°K]	293	303	299	299
22.	Presiunea barometrică [mbar]	1013	1013	1012	907
23.	Turația motorului [rot/min]	900	1100	1400	1600
24.	Forța de frînare [daN]	48	78	0,55	1,5
25.	Diam. diafragmei la aspirație [mm]	95	95	15	15
26.	Căderea de pres pe diafragmă [mmH ₂ O]	48	72	101	130
27.	Volumul de combustibil consumat [cm ³]	300	550	5	10
28.	Timpul în care s-a consumat comb. [s]	100,5	100,3	66,6	68,2

Gradul de fum

29.	Cifra Bosch	1,0	2,8	1,0	3,8
-----	-------------	-----	-----	-----	-----

În continuarea se prezintă reprezentarea grafică a rezultatelor obținute prin înregistrarea și prelucrarea datelor experimentale:

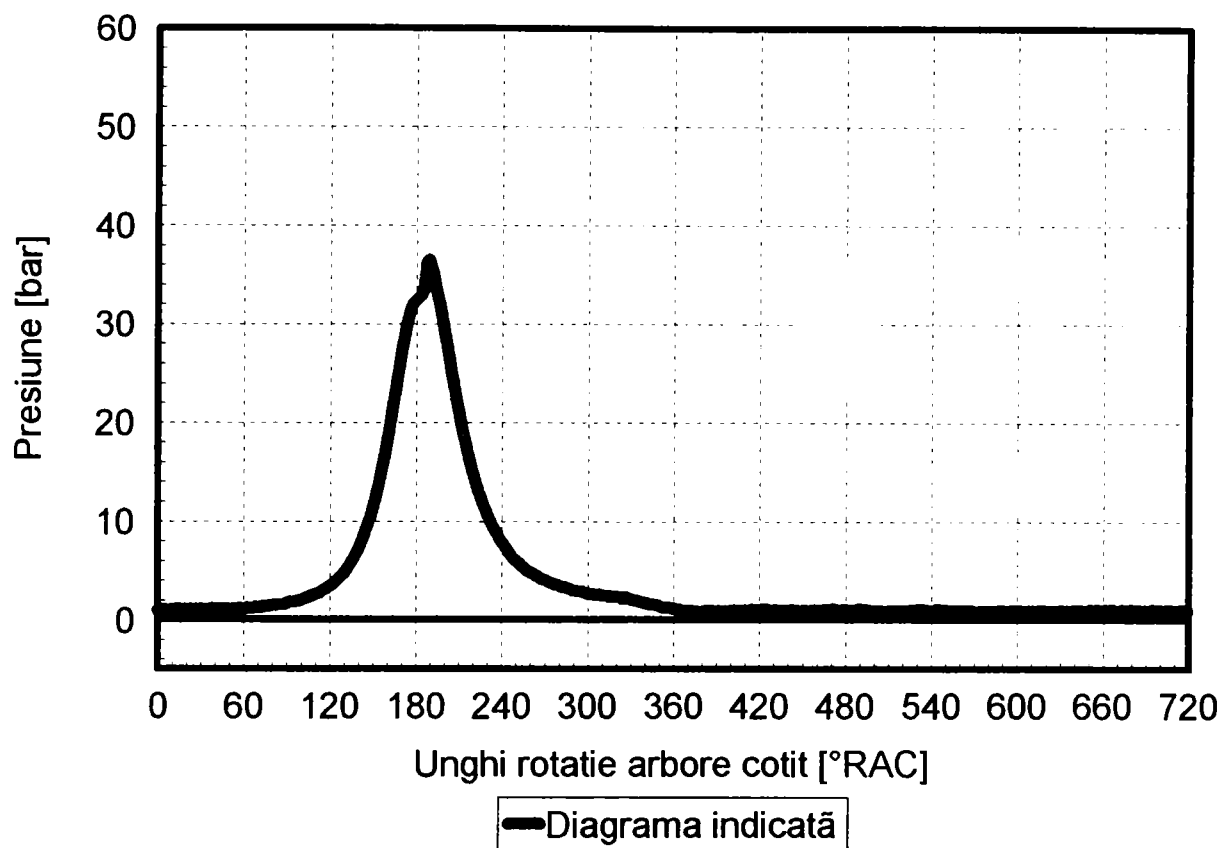


Figura 8.21.: Diagrama indicată deschisă a motorului Trz 6LN modificat
($n = 900 \text{ rot/min}$; $F = 48 \text{ daN}$)

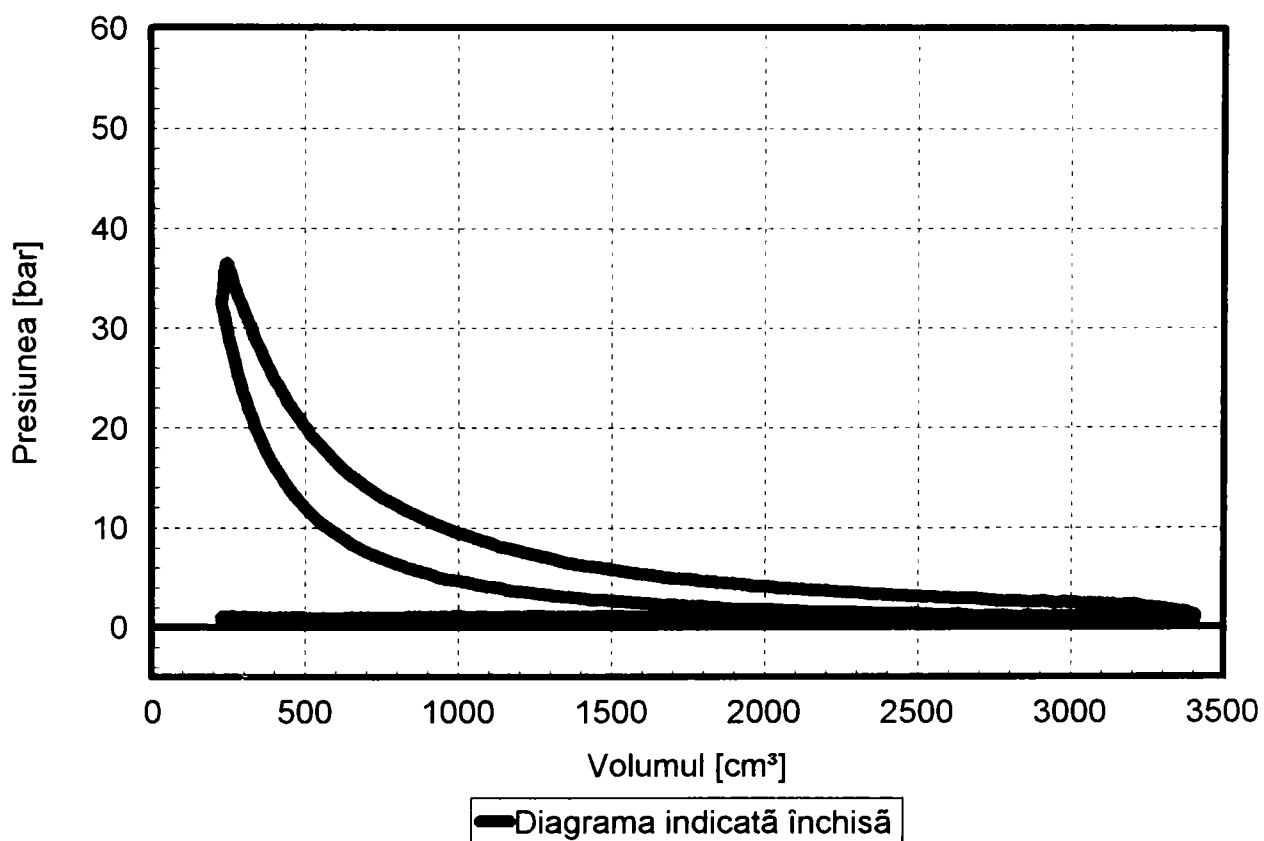


Figura 8.22.: Diagrama indicată închisă a motorului Trz 65LN modificat
($n = 900 \text{ rot/min}$; $F = 48 \text{ daN}$)

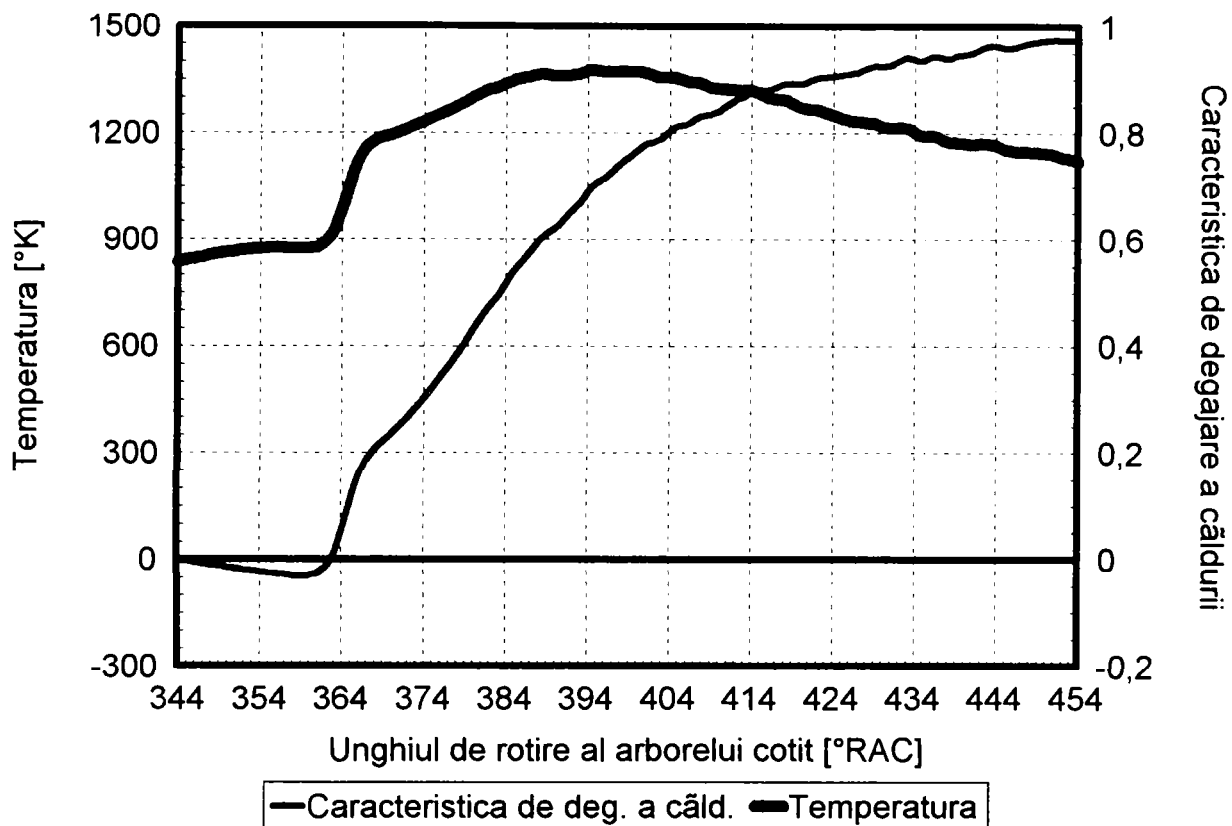


Figura 8.23.: Caracteristica de degajare a căldurii și variația temperaturii Motorul Trz 6LN modificat ($n=900$ rot/min; $F = 48$ daN)

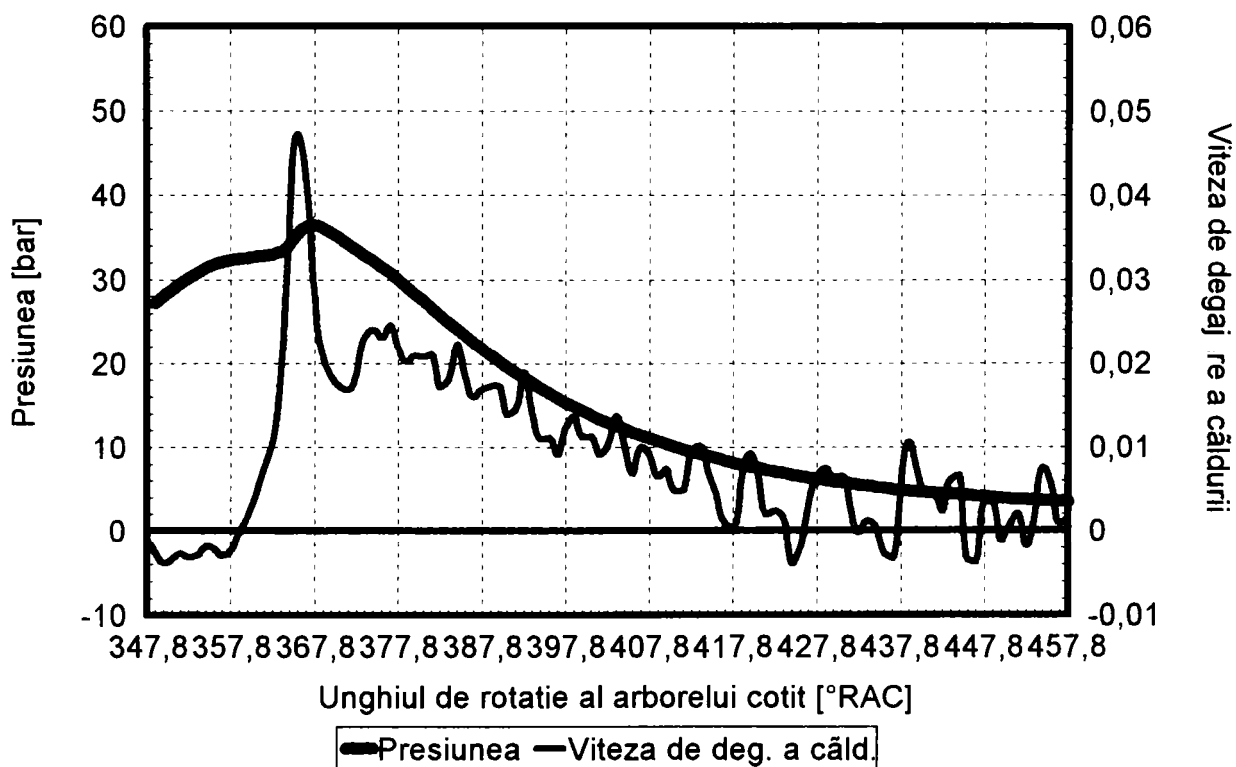


Figura 8.24.: Variația presiunii și viteza de degajare a căldurii pentru motorul Trz 6LN modificat ($n = 900$ rot/min, $F = 48$ daN)

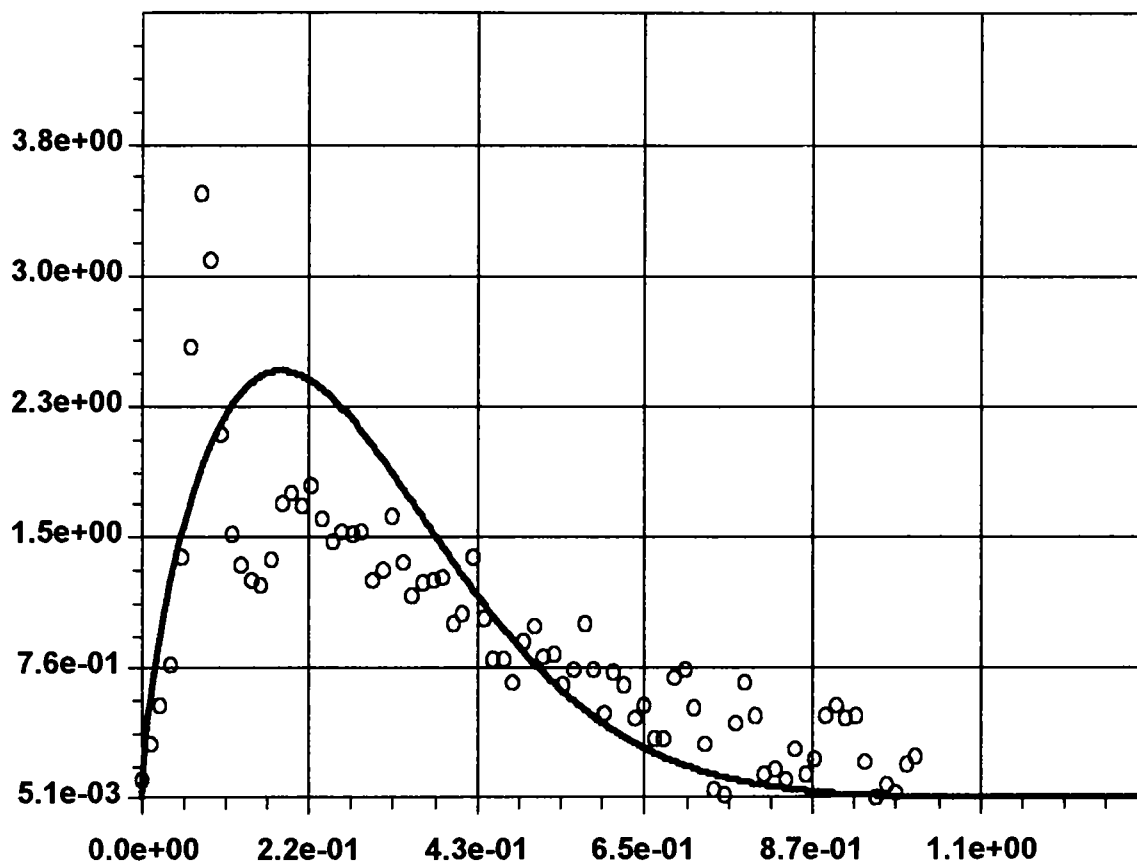


Figura 8.25.: Determinarea exponentului funcției Vibe pentru motorul Trz 6LN modificat ($n = 900 \text{ rot/min}$, $F = 48 \text{ daN}$)

Abaterea medie standard = 0,5122
 Valoarea factorului cinetic $m = 0,6586$

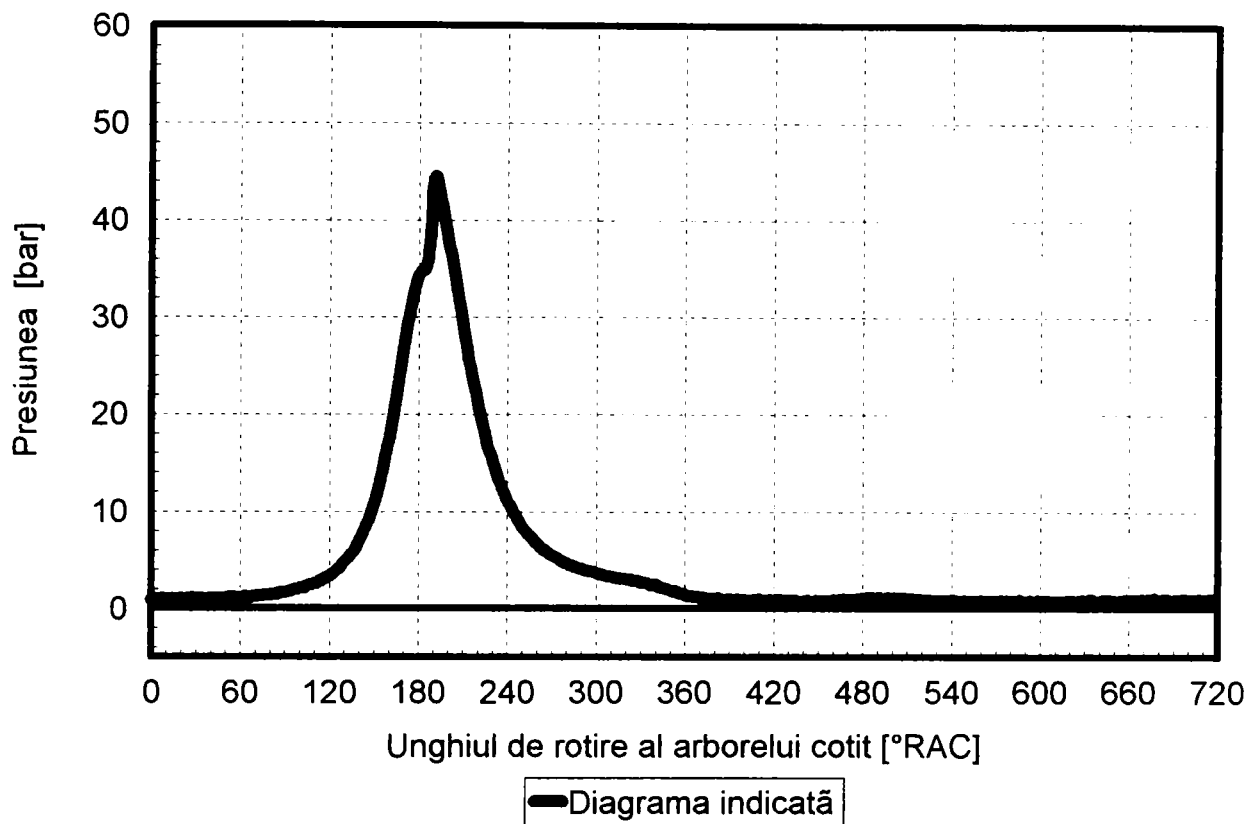


Figura 8.26.: Diagrama indicată deschisă a motorului Trz 6LN modificat
($n = 1100 \text{ rot/min}$; $F = 78 \text{ daN}$)

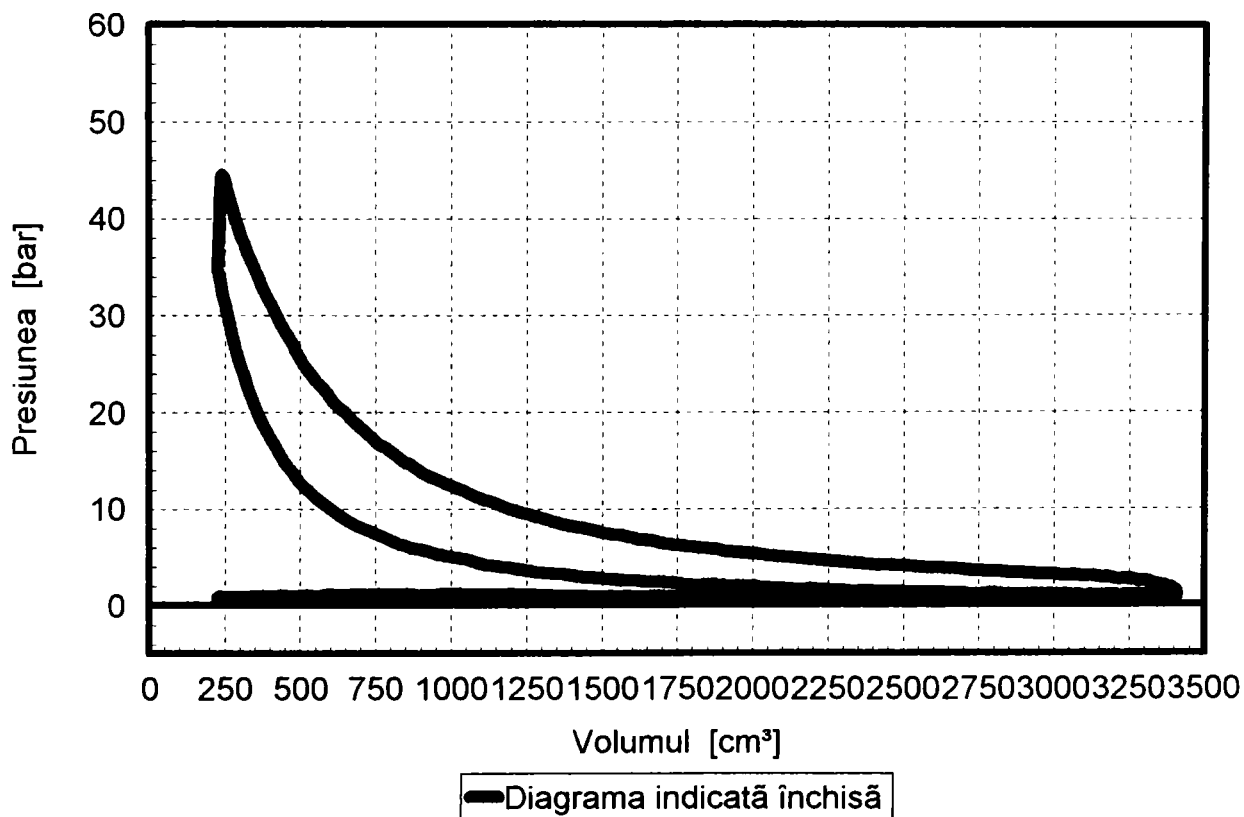


Figura 8.27.: Diagrama indicată închisă a motorului Trz 6LN modificat
($n = 1100 \text{ rot/min}$; $F = 78 \text{ daN}$)

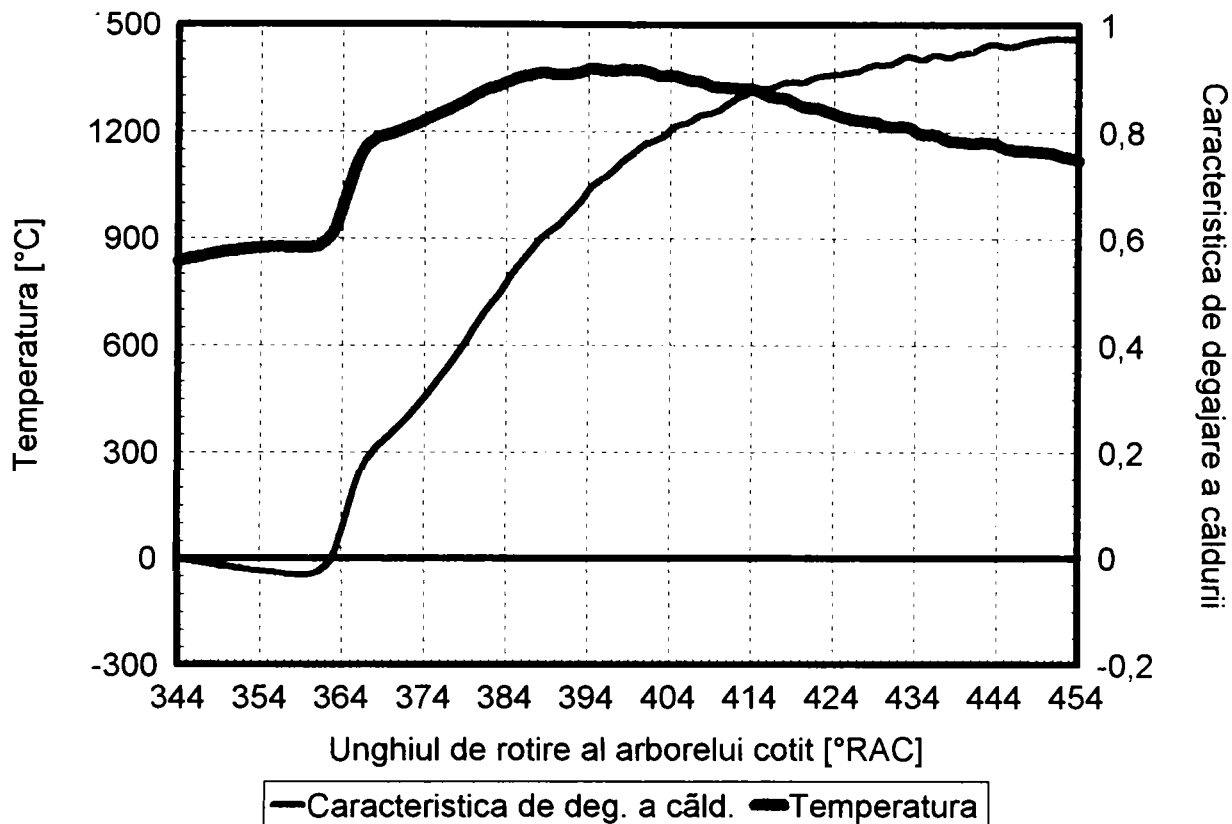


Figura 8.28.: Variația temperaturii și caracteristica de degajare a căldurii pentru motorul Trz 6LN modificat ($n = 1100 \text{ rot/min}$; $F = 78 \text{ daN}$)

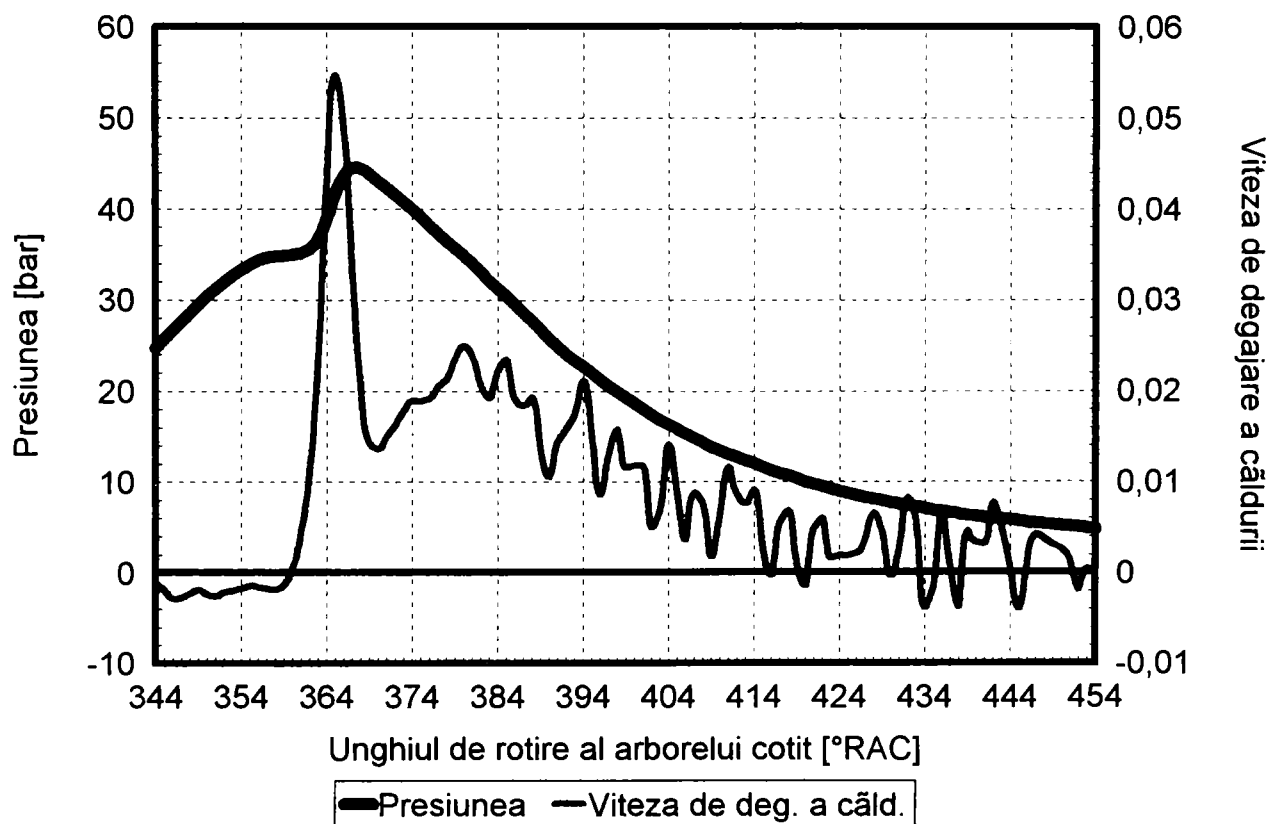


Figura 8.29.: Variația presiunii și a vitezei de degajare a căldurii pentru motorul Trz 6LN modificat ($n = 1100 \text{ rot/min}$; $F = 78 \text{ daN}$)

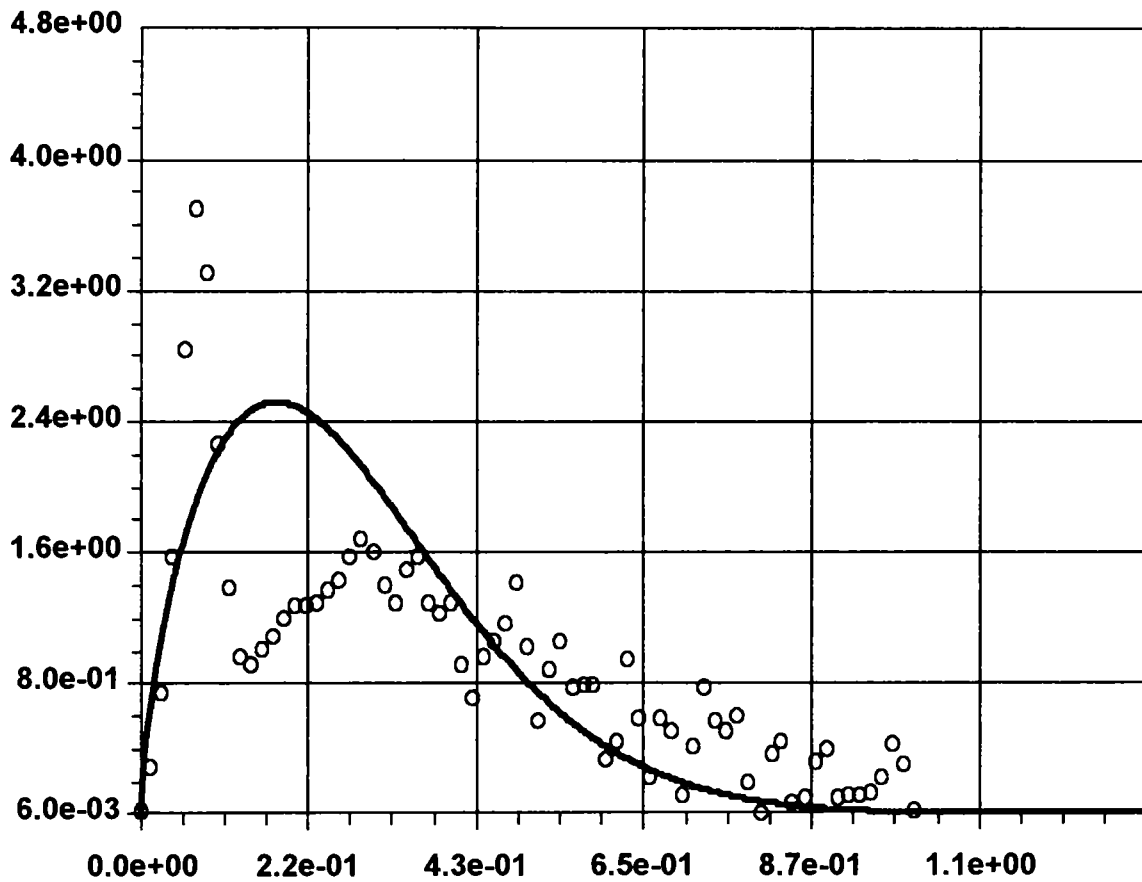


Figura 8.30.: Determinarea exponentului funcției Vibe pentru motorul Trz 6LN modificat
($n = 1100 \text{ rot/min}$; $F = 78 \text{ daN}$)

Abaterea medie standard = 0,6368
Valoarea factorului cinetic $m = 0,6419$

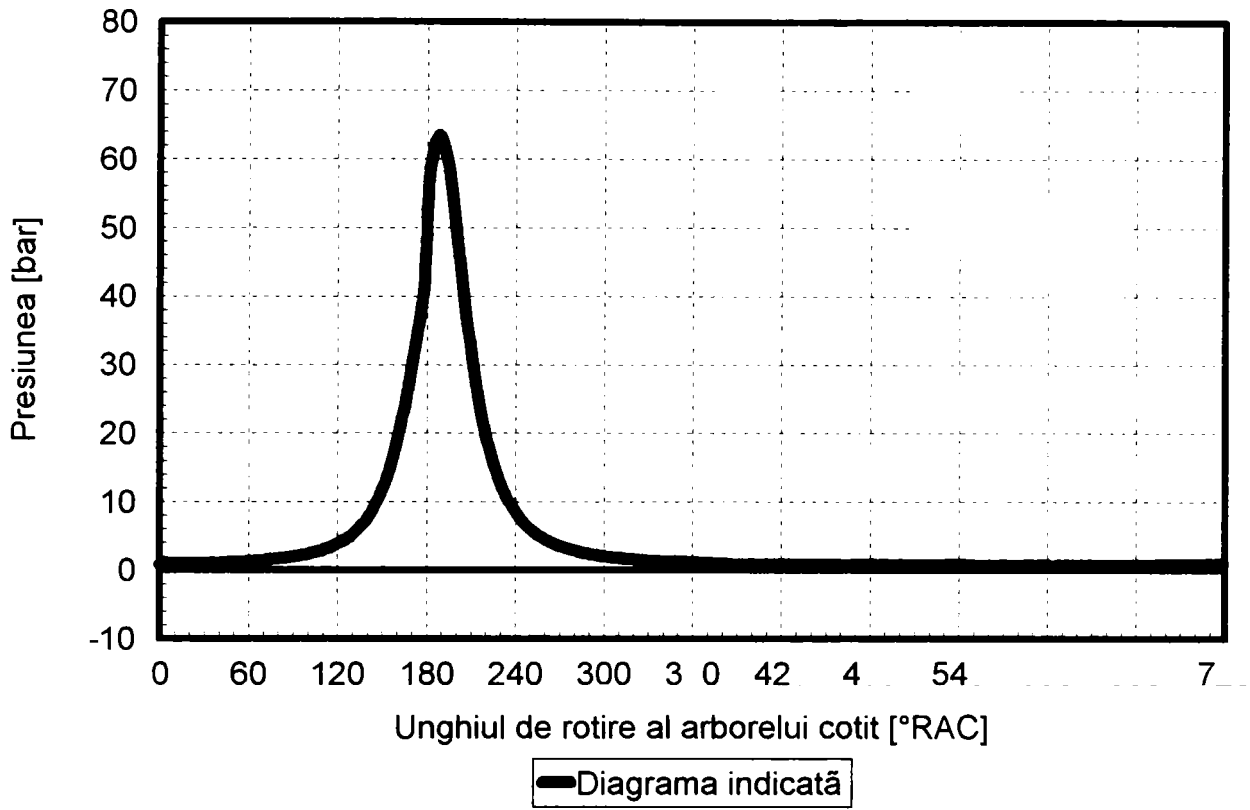


Figura 8.31.: Diagrama indicată deschisă a motorului LDA 450
($n = 1400 \text{ rot/min}$; $F = 0,55 \text{ daN}$)

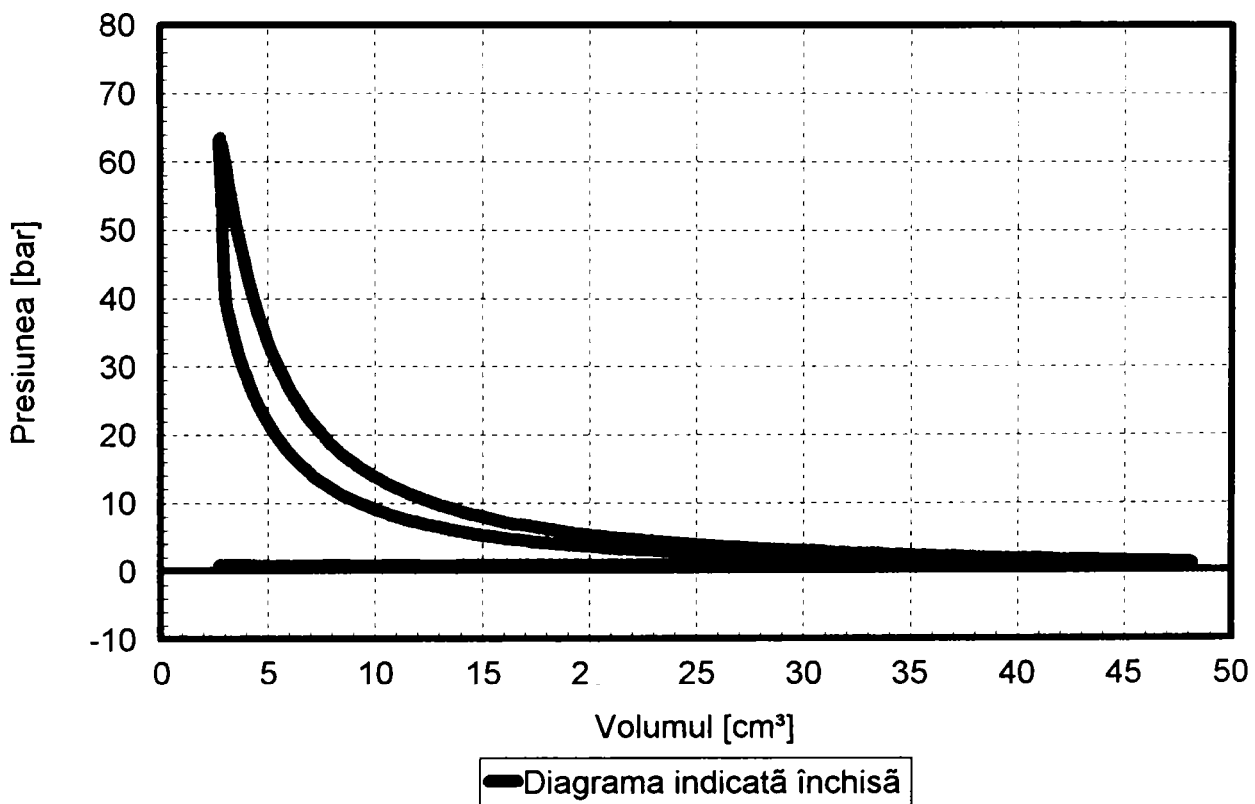


Figura 8.32.: Diagrama indicată închisă a motorului LDA 450
($n = 1400 \text{ rot/min}$; $F = 0,55 \text{ daN}$)

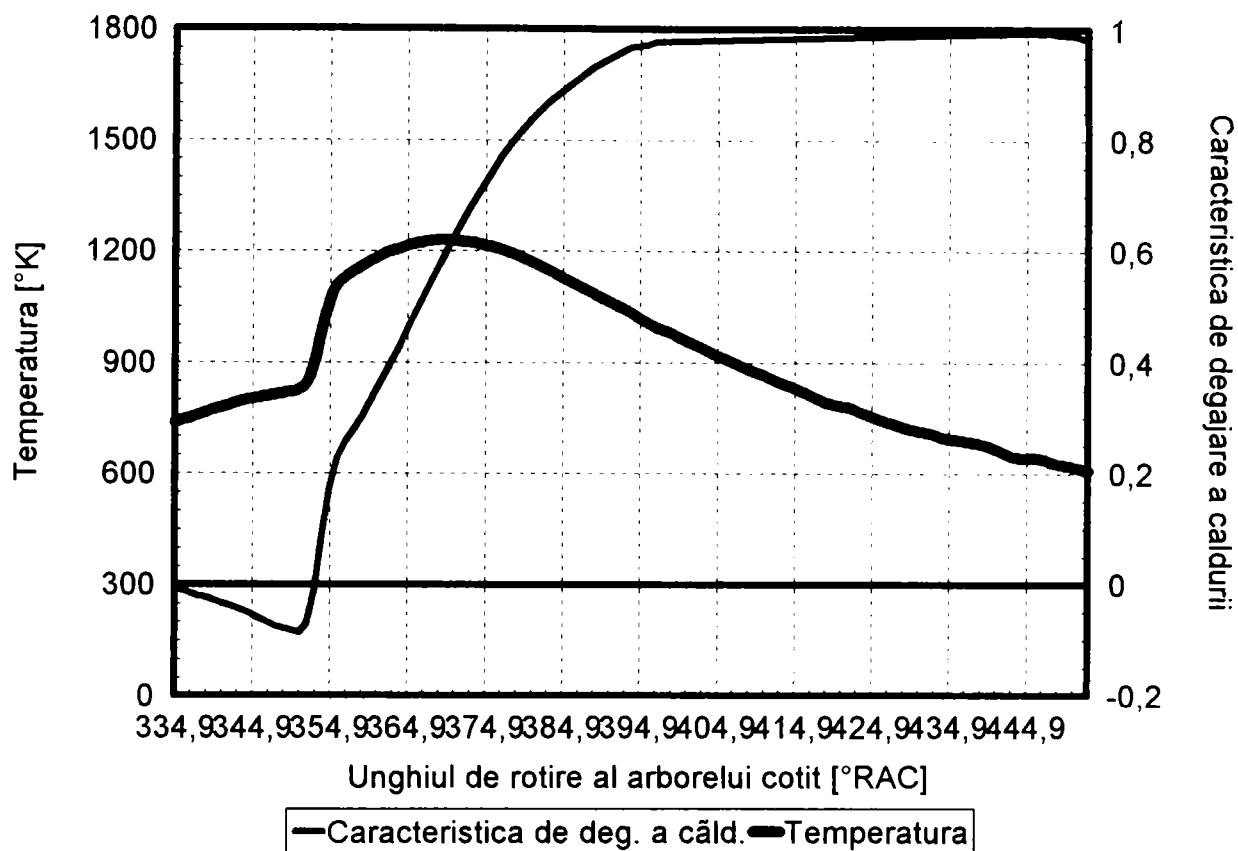


Figura 8.32.: Variația temperaturii și caracteristica de degajare a căldurii pentru motorul LDA 450 ($n = 1400 \text{ rot/min}$; $F = 0,55 \text{ daN}$)

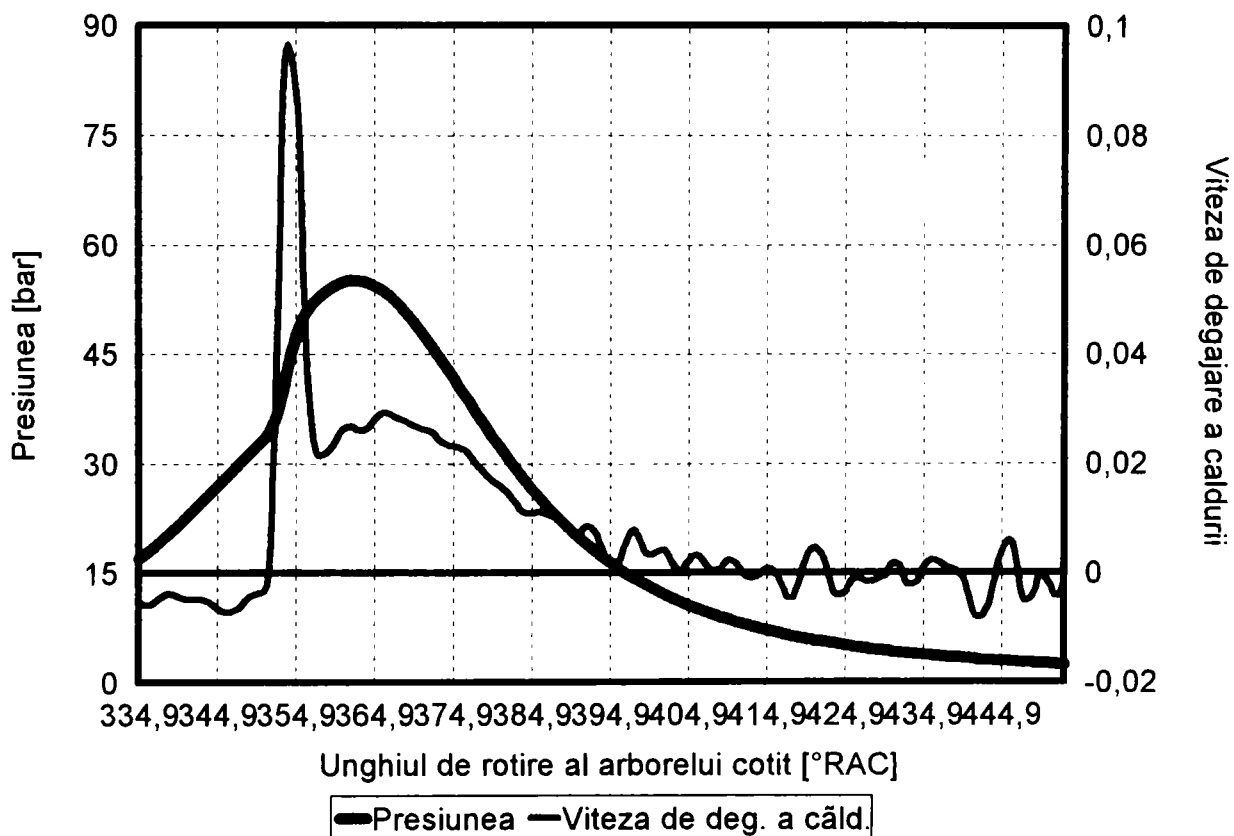


Figura 8.33.: Variația presiunii și a vitezei de degajare a căldurii pentru motorul LDA 450 ($n = 1400 \text{ rot/min}$; $F = 0,55 \text{ daN}$)

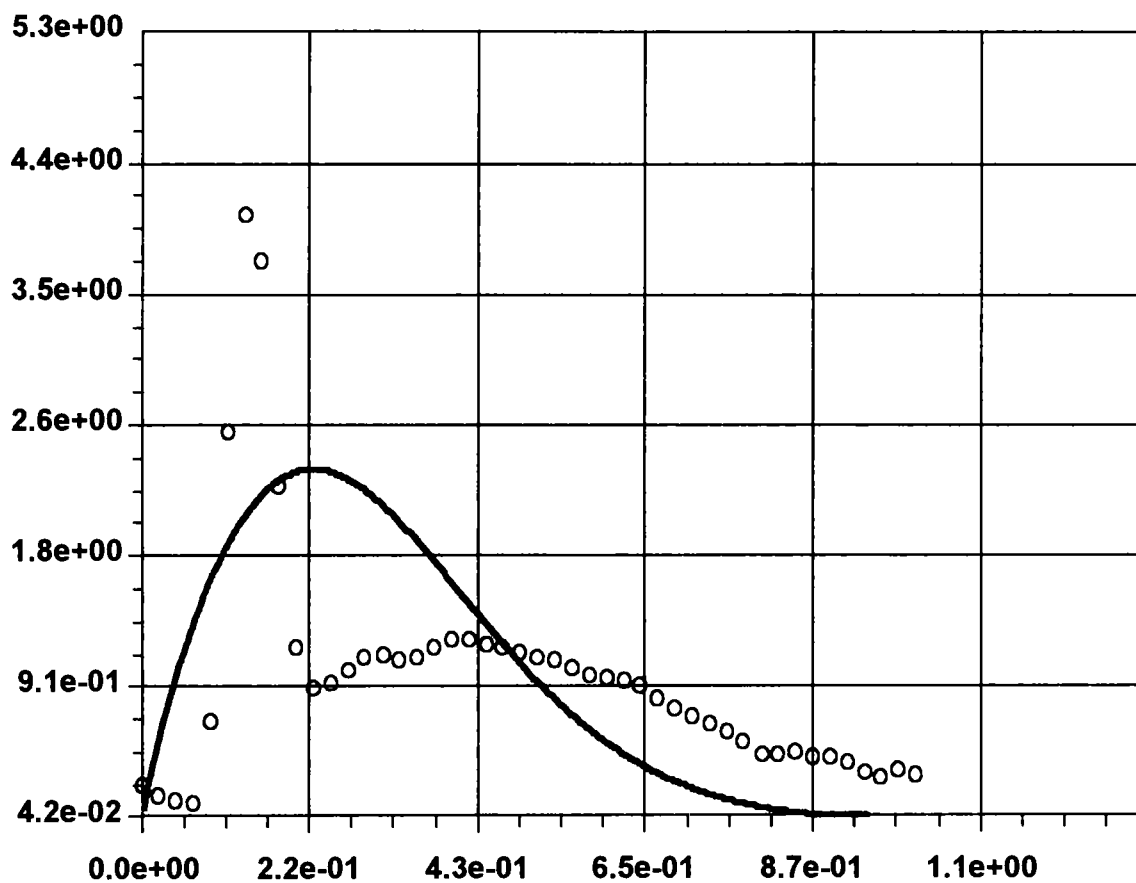


Figura 8.34.: Determinarea exponentului funcției Vibe pentru motorul LDA 450 ($n = 1400 \text{ rot/min}$; $F = 0,55 \text{ daN}$)

Abaterea medie standard = 0,7435
Valoarea factorului cinetic $m = 0,8066$

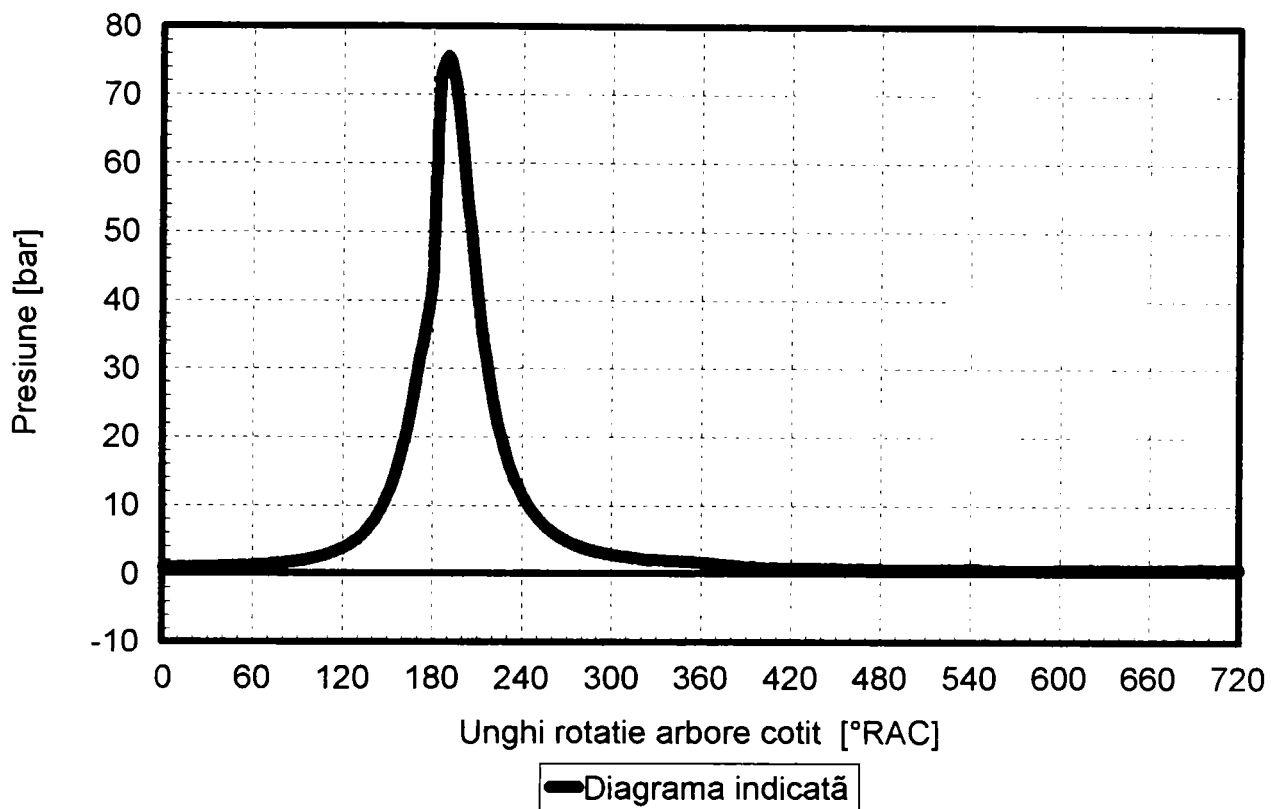


Figura 8.35.: Diagrama indicată deschisă a motorului LDA 450
($n = 1600 \text{ rot/min}$; $F = 1,5 \text{ daN}$)

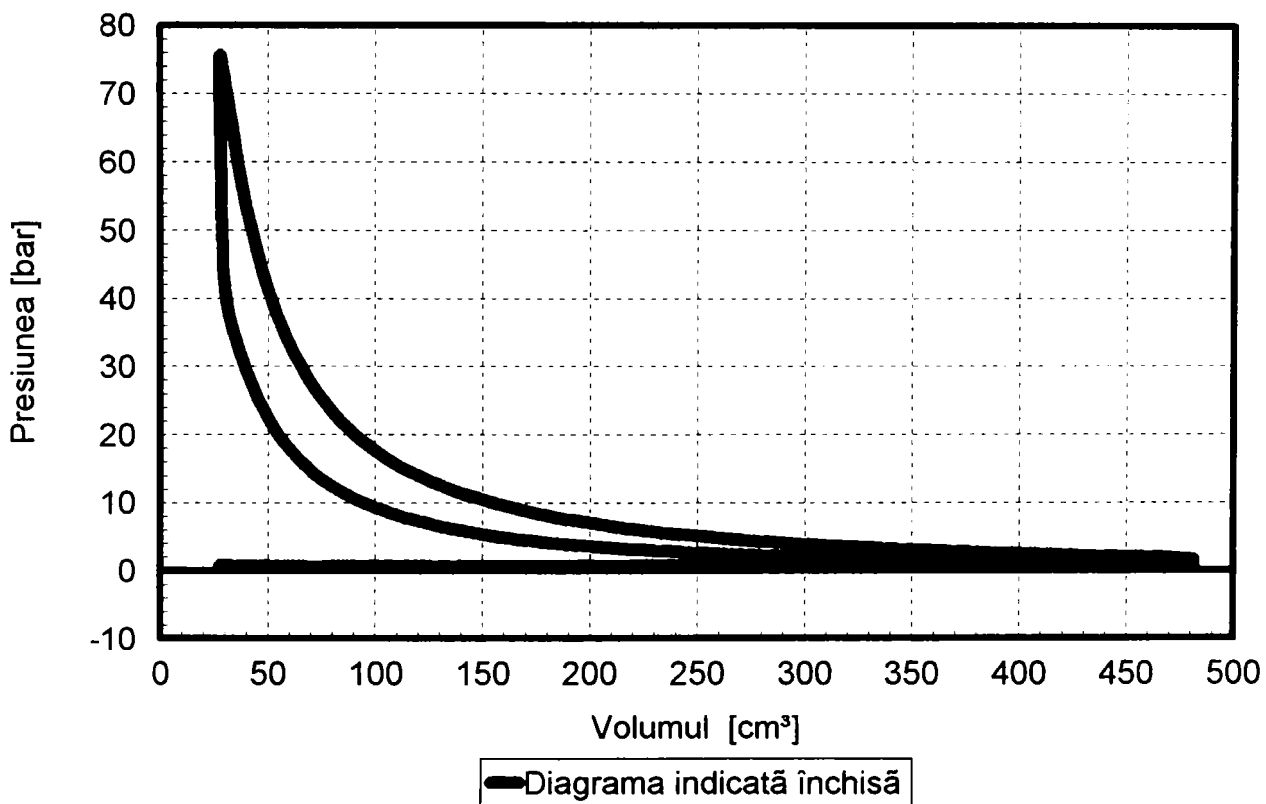


Figura 8.36.: Diagrama indicată închisă a motorului LDA 450
($n = 1600 \text{ rot/min}$; $F = 1,5 \text{ daN}$)

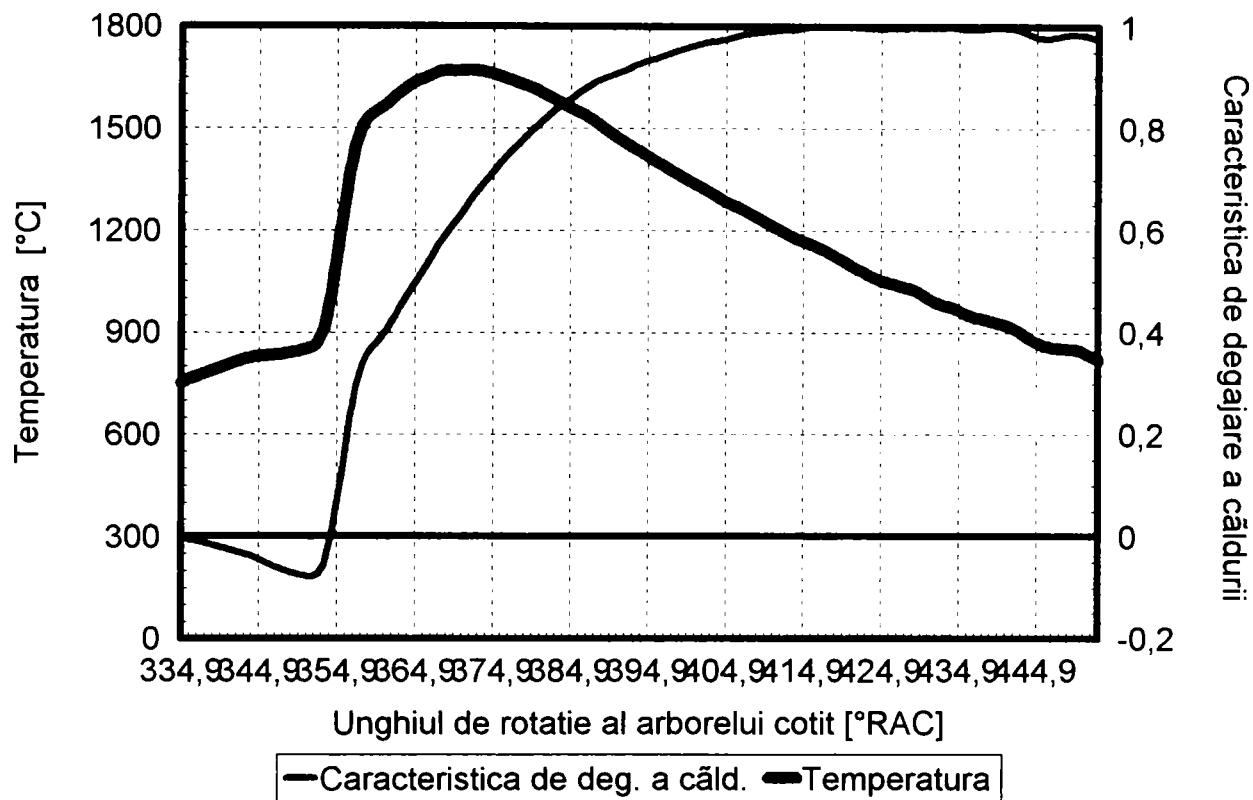


Figura 8.37.: Variația temperaturii și caracteristica de degajare a căldurii pentru motorul LDA 450 ($n = 1600 \text{ rot/min}$; $F = 1,5 \text{ daN}$)

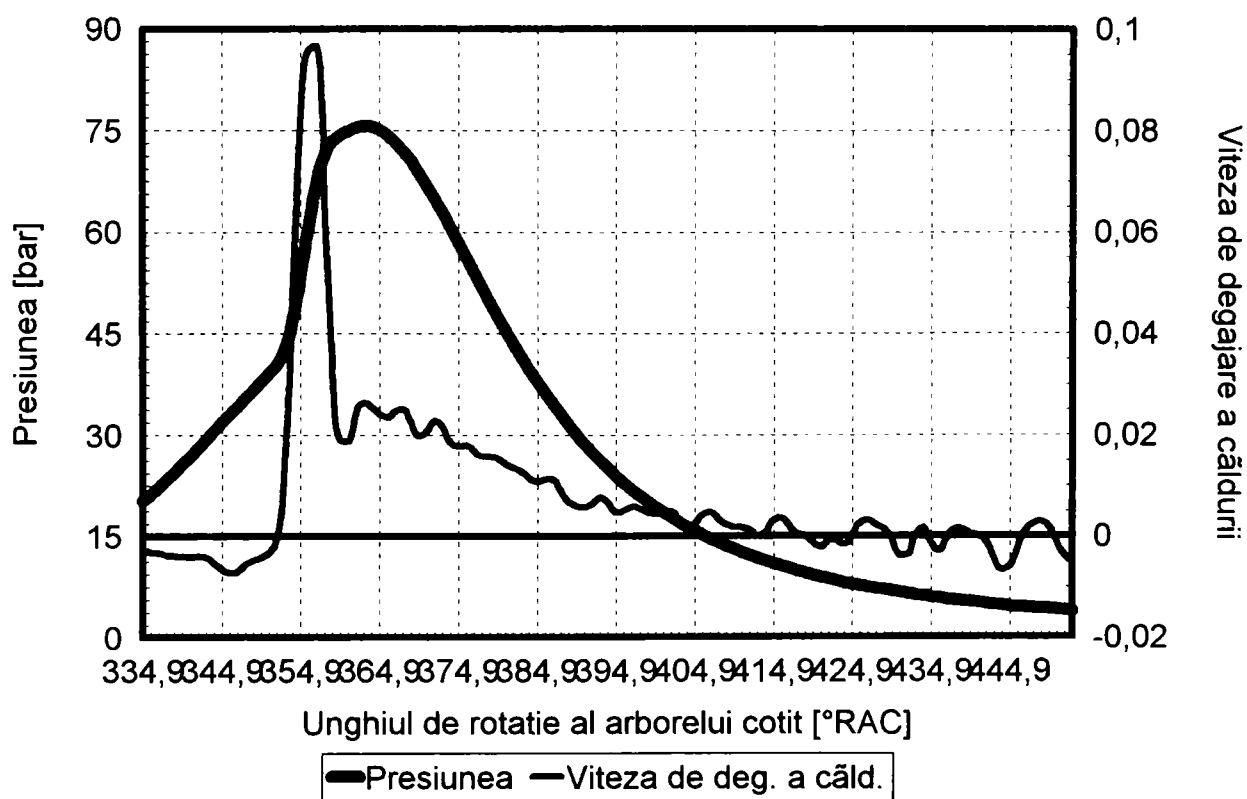


Figura 8.38.: Variația presiunii și a vitezei de degajare a căldurii pentru motorul LDA 450 ($n = 1600 \text{ rot/min}$; $F = 1,5 \text{ daN}$)

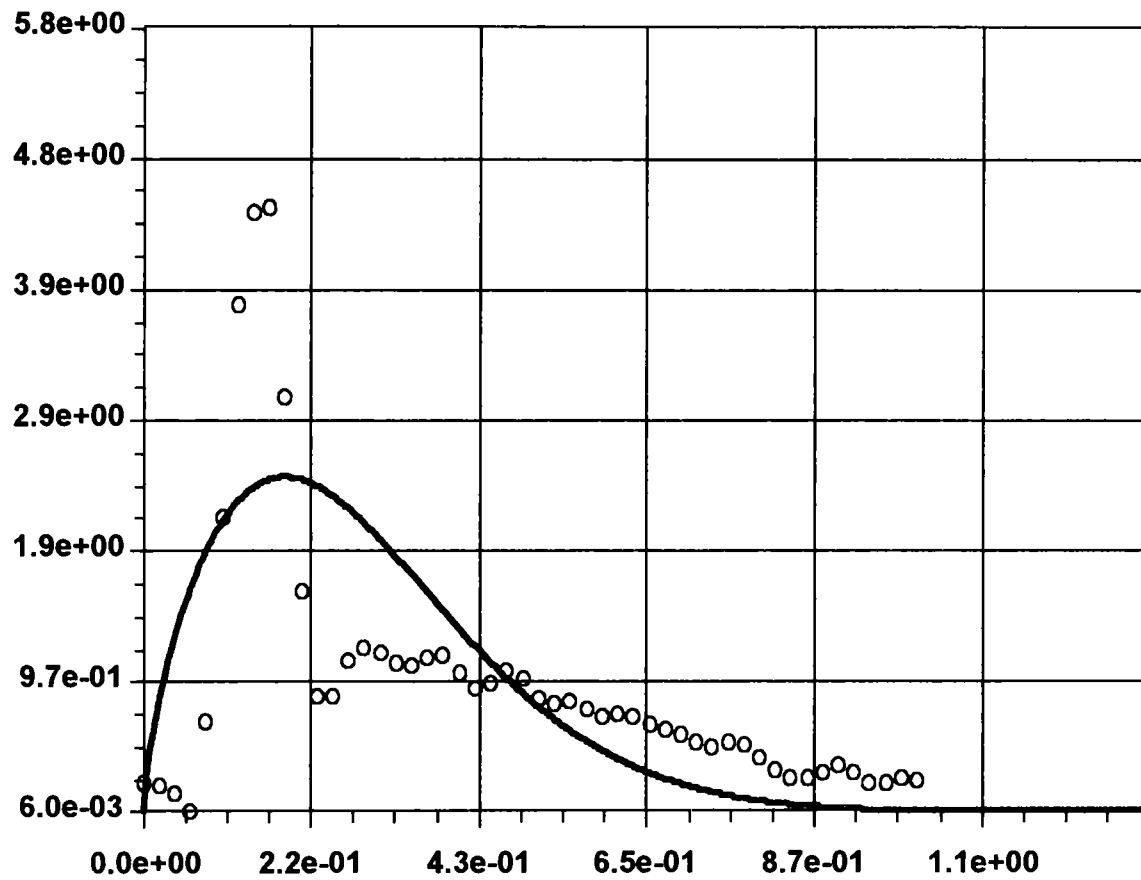


Figura 8.39.: Determinarea exponentului funcției Vibe pentru motorul LDA 450 ($n = 1600 \text{ rot/min}$; $F = 1,5 \text{ daN}$)

Abaterea medie standard = 0,7580
 Valoarea factorului cinetic $m = 0,6666$

Calculul parametrilor regimului de funcționare:

29.	Puterea corectată a motorului [kW]	37,77	63,12	0,56	1,765
30.	Lucrul mecanic specific efectiv [kJ/dm ³]	0,222	0,361	0,107	0,292
31.	Consumul specific efectiv de comb. [g/kWh]	291,4	269	277,2	299
32.	Coeficientul de umplere	0,908	0,910	0,869	0,837
33.	Coeficientul excesului de aer	4,25	2,73	4,87	2,93
34.	Exponentul politropic la comprimare	1,361	1,383	1,383	1,387
35.	Temp. în mom. începerii injecției [°K]	785,6	825,8	732,1	741,6
36.	Temp. în mom. înc. supapei de admisiune [°K]	325,5	339	328,5	329,7

Calculul procesului de ardere :

37.	Începutul procesului de ardere [°RAC]	364,8	364	352,9	353,9
38.	“Centrul de greutate” al proces. de ard. [°RAC]	381,8	381	364,9	363,9
39.	Sfârșitul procesului de ardere [°RAC]	438,8	431	394,9	399,9
40.	Temperatura maximă în timpul arderii [°K]	1069	1376	1229	1670
41.	Randamentul mecanic	0,66	0,69	0,48	0,62

Fișierele obținute prin achiziția datelor:

42.	Date înreg.	900cac	PRITcac	GP1	B7
-----	-------------	--------	---------	-----	----

Fișierele obținute pentru reprezentarea în Harvard Graphics 4:

43.	Diagrama indicată, închisă și deschisă	T1	T2	L1	L2
44.	Procesul de ardere	T1dc	T2dc	L1dc	L2dc
45.	Determinare exponent Vibe	T1w	T2w	L1w	L2w
46.	Date de sinteză a procesului de ardere	T1s	T2s	L1s	L2s

Această prezentare tabelară a prelucrării datelor experimentale face ca analiza rezultatelor obținute să fie mai comodă. Analizele sînt orientate în principal asupra proceselor de ardere din motor, iar observațiile făcute vor urmări modul în care pot fi satisfăcute cît mai bine atît limitările impuse de noile norme privind poluarea, cît și tendințele de reducere a consumului de combustibil.

Satisfacerea într-o măsură cît mai ridicată a cerințelor prezentate mai sus presupune optimizarea procesului de ardere. Este însă cunoscut faptul că modificarea unor parametri ai procesului de ardere are în unele cazuri efect contradictoriu asupra performanțelor motorului, în sensul că duce la îmbunătățirea unora și înrăutățirea altora. De aceea, procesul de optimizare presupune pentru fiecare parametru al procesului de ardere realizarea compromisului cel mai convenabil privind toate criteriile de performanță a motorului.

În figura de mai jos se ilustrează grafic principalele tendințe de influențare a procesului de ardere, prezentate prin efectul lor asupra alurii curbei ce oferă viteza de degajare a căldurii.

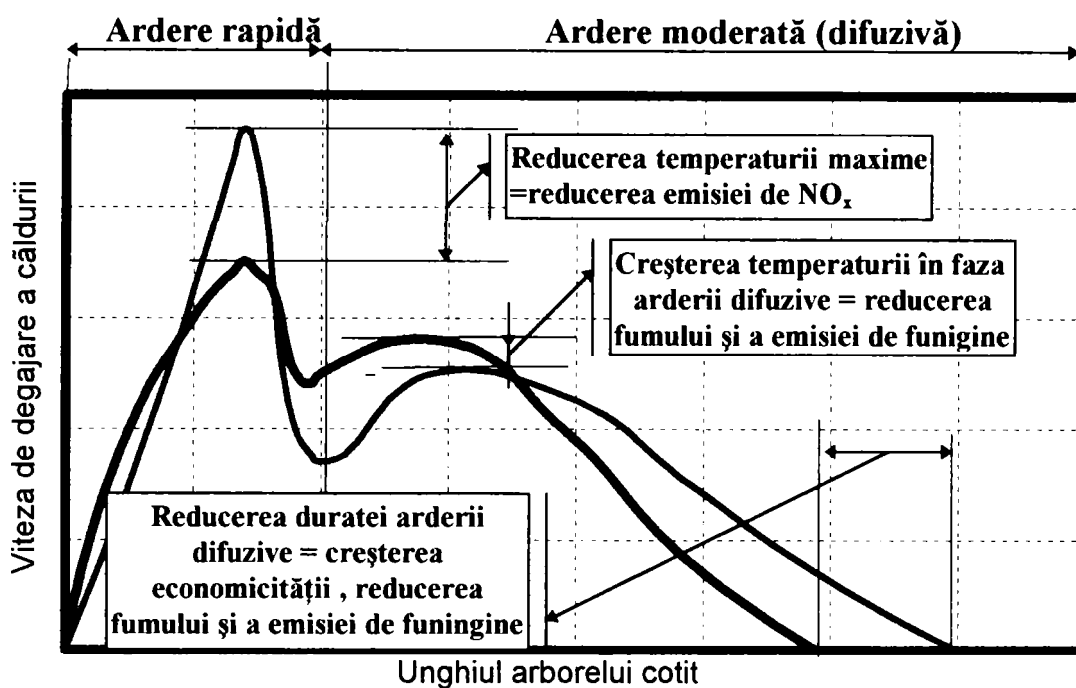


Figura 8.40.: Tendințe de influențare a procesului de ardere în motoarele diesel moderne

După cum se poate observa, se manifestă simultan trei tendințe de modificare a procesului de ardere. Prima este reducerea temperaturii maxime din faza arderii rapide. Ea trebuie forată bine controlată, pentru că influențează favorabil diminuarea formării NO_x , limitează funcționarea violentă, "aspră" a motorului, dar în același timp conduce la scăderea radamentului ciclurilor. A doua tendință este creșterea temperaturii în faza arderii difuzive cu efecte pozitive asupra reducerii fumului și emisiilor de funingine. A treia tendință este reducerea duratei fazei arderii difuzive cu consecințe favorabile asupra creșterii economicității, reducerii fumului și emisiilor de funingine, precum și diminuarea zgomotelor specifice funcționării motoarelor diesel.

Un alt parametru important este simultaneitatea celor trei tendințe prezentate. Acest parametru poate fi exprimat sintetic prin poziția centrului de greutate al suprafeței delimitate de curba vitezei de ardere și axa unghiului de rotație a arborelui cotit. În general, se poate afirma că se tinde spre apropierea "centrului de greutate" al procesului de ardere de punctul mort interior.

Pentru a realiza o corectă analiză comparativă a proceselor de ardere în cazul celor două motoare echipate cu sisteme de injecție diferite este necesar să se țină cont și de diferențele importante care există între toți factorii de influență ai acestui proces. Astfel, regimul de funcționare (turația, sarcina), raportul de comprimare, avansul la injecție și geometria camerei de ardere sînt parametri care determină în mod diferit, dar semnificativ, procesul de ardere, de aceea se impune ca în comparațiile făcute să fie luată în considerare și influența lor specifică.

O primă concluzie referitoare la procesul de injecție este dată de valoarea întârzierii la declanșarea arderii rapide. În cazul utilizării sistemului Cummins pentru cele două regimuri ea este de 15 respectiv 14° RAC, iar în cazul utilizării sistemului clasic de injecție este de 10,5 și 11,5° RAC. Scăderea duratei întârzierii la declanșarea arderii rapide în cazul celor două sisteme de injecție prezentate mai sus trebuie însă corelată pe de o parte cu rapoartele diferite de comprimare, dar și cu avansurile diferite la injecție ale celor două motoare. Dacă facem însă comparație între duratele de întârziere la declanșarea arderii rapide pentru același motor dar la turații și sarcini diferite se constată o scădere a acestei durate cu creșterea turației și sarcinii pentru sistemul Cummins și o creștere a acestei durate odată cu turația și sarcina la sistemul clasic de injecție. Acest fenomen poate fi explicat prin îmbunătățirea condițiilor de injecție (presiune maximă, finețe de pulverizare, etc) cu creșterea turației în cazul sistemului Cummins.

Dacă analizăm faza arderii rapide, se constată o diminuare semnificativă a vitezei maxime de creștere a arderii în cazul injecției cu sistemul Cummins față de sistemul clasic, fapt care conduce la temperaturi maxime de ardere inferioare pentru primul caz. Evident însă că nici această reducere nu poate fi pusă integral pe seama îmbunătățirii condițiilor de injecție, ea trebuind să fie corelată și cu influența datorată diferențelor dintre avansurile la injecție, rapoartele de comprimare diferite și sarcinile specifice diferite ale celor două motoare.

Faza arderii difuzive suportă o ușoară creștere a valorii vitezei maxime de degajare a căldurii în cazul injecției cu sistemul clasic. Dacă analizăm însă raportul dintre viteza maximă de degajare a căldurii din faza arderii rapide și viteza maximă de degajare a căldurii din faza arderii difuzive, observăm că în medie acesta crește de la sub 1/3 la peste 1/2, fapt ce atenuează funcționarea violentă a motorului și reduce emisia de NO_x.

În ceea ce privește durata totală a procesului de ardere se constată o creștere cu cca 20-30° RAC în cazul sistemului Cummins față de sistemul de injecție clasic. Și acest fapt poate fi pus pe seama diferențelor dintre rapoartele de comprimare ale celor două motoare. De asemenea, tot în cazul sistemului Cummins se mai poate observa o instabilitate accentuată din faza finală a arderii difuzive. Dacă însă comparăm separat funcționarea fiecărui motor în cele două regimuri, constatăm că în cazul utilizării sistemului clasic de injecție cu creșterea turației și sarcinii durata totală a procesului de ardere crește cu cca. 4 - 5° RAC în timp ce în aceleași condiții în cazul utilizării sistemului Cummins durata totală a arderii scade cu cca. 6 - 7° RAC simultan cu creșterea stabilității finalului arderii difuzive.

Referitor la poziția centrului de greutate al procesului de ardere față de p.m.i. se constată o mai bună plasare a poziției punctului corespunzător motorului cu injecție clasică față de cel cu sistem Cummins, poziție justificată de avansul evident mai mare al primului motor cu 7,5 ° RAC .

O relativă îmbunătățire a calității procesului de ardere se poate constata și din compararea cifrelor Bosch rezultate în urma măsurării gradului de fum în cazul celor două motoare. Dacă la sarcini și turații reduse valorile obținute sînt aproximativ egale, odată cu creșterea încărcării și a turației se constată o înrăutățire mai pronunțată a procesului de ardere din motorul echipat cu sistem de injecție clasic decît în situația motorului echipat cu sistem de injecție Cummins.

Prelucrarea grafică a diagramelor indicate pentru cele două regimuri de funcționare ale ambelor motoare se încheie cu reprezentarea grafică a aproximării arderii după funcția Vibe de

ordinul întâi pentru cazul arderii complete ($\xi = 0,999$ pentru care $a = 6,908$). Este cunoscut faptul că pentru motoarele diesel mai ales în cazul utilizării injecției directe funcția Vibe de ordinul întâi nu mai este satisfăcătoare, fiind necesară utilizarea așa-numitei funcții Vibe de ordinul doi. Aceasta presupune descompunerea intervalului de ardere în două subintervale, funcția rezultantă fiind compusa funcțiilor Vibe pe cele două subintervale corespunzătoare. Cu toate acestea determinarea factorului cinetic Vibe de ordinul întâi este utilă în cazul unor programe de calcul termic care solicită între datele de intrare și acest parametru.

9.0. CONCLUZII GENERALE

Emisiile motoarelor cu aprindere prin scînteie actuale sînt mai reduse de cca. zece ori față de primele motoare construite. Astăzi nici un motor diesel clasic nu ar putea să satisfacă un astfel de test. Din acest motiv, față de motoarele diesel există cerințe deosebite, care se materializează prin numeroase perfecționări constructive. Numărul mare de cercetări în domeniu a conturat o serie de cerințe ce se impun sistemelor moderne de injecție:

- presiuni de injecție extrem de ridicate de la 1300 bar la 2000 bar;
- preinjecție sau injecție pilot controlabilă (ca moment și cantitate);
- realizarea de combustibili cît mai ecologici;
- reglarea continuă a avansului și dozei ciclice în funcție de turație și sarcină.

Tendențe în acest sens sau chiar soluții, unele aplicate deja în producția de serie, sînt oferite în următoarele variante:

- Common Rail sau "linie comună", realizează presiuni de cca. 1300 bar;
- Pompe injector (cu sau fără comandă electronică);
- HEUI- sistem de injecție electro-hidraulic (aplicat cu succes de firma Caterpillar);
- Sistemul Cummins care realizează presiuni de injecție de 1800bar.

Sistemul de injecție Cummins a reprezentat centrul preocupării în prezenta lucrare. Deși a fost brevetat în 1924, adică înaintea sistemului Bosch (intrat în producția de serie în 1927), sistemul Cummins este mai puțin cunoscut atît la noi în țară, cît și în Europa. Caracteristica esențială a acestei pompe injector este faptul că injectează practic un amestec preformat, iar prin scurta retragere a acului piston după încetarea bruscă a injecției împiedică formarea picăturii specifice finalului de injecție din cazul sistemelor clasice. Un alt motiv pentru alegerea acestui sistem ca sistem de referință îl constituie statisticile multianuale care îl consacră ca fiind campion al fiabilității. De asemenea, determinări relativ recente arată că motoarele echipate cu acest sistem satisfac normele EURO 3 și sînt în fază finală optimizările privind satisfacerea normelor EURO 4.

Pe de altă parte, trebuie menționate și unele deficiențe ale acestui sistem. Astfel se constată o pornire mai dificilă, în special la rece, cauzată de presiunile scăzute ale pompei de alimentare pînă la atingerea turației de funcționare. De asemenea, motorul intră în regim normal de funcționare abia după ce prin recircularea intensă a întregii cantități de combustibil acesta atinge temperatura de 60-70° C. Imposibilitatea reducerii dimensiunilor geometrice din cauza limitelor tehnologice este un alt dezavantaj. Acest aspect limitează utilizarea sistemului Cummins la motoare de puteri și gabarite mijlocii și mari. Un alt dezavantaj este faptul că la oprire, din cauza reducerii lente a presiunii combustibilului din rețeaua de alimentare, din injectoarele la care acul este în poziția ridicat de pe sediu o mică parte din combustibil poate curge în cilindru. Tot un dezavantaj îl constituie tehnologia pretențioasă de fabricare și întreținere a componentelor sistemului de injecție Cummins.

Pe parcursul lucrării, în fiecare capitol s-au menționat unele concluzii parțiale privind: cerințele impuse sistemelor de injecție; baza teoretică a funcționării sistemelor de injecție de înaltă presiune; locul sistemelor de injecție Cummins în spectrul sistemelor de injecție de înaltă presiune; modelarea matematică a procesului de injecție în cazul sistemului Cummins și concluziile rezultate în urma aplicării acestuia; determinările experimentale privind

abilitarea modelului matematic și evidențierea particularităților funcționale ale sistemului de injecție Cummins; prelucrarea și interpretarea rezultatelor experimentale obținute.

În continuare se prezintă sistematizat concluzii cu caracter general, care să ilustreze cu deosebire *aportul personal al autorului* la justificarea unor fenomene caracteristice funcționării sistemului de injecție Cummins, precum și la soluționarea unor probleme privind modelarea primară a proceselor din injector. Este evident că nu se poate afirma prin aceste concluzii că se oferă soluții definitive pentru toate problemele enunțate. Avînd în vedere volumul redus de informații oferite de firmele cu tradiție în producția de sisteme de injecție de înaltă presiune, este necesar ca pe lângă valorificarea intensivă a acestor informații să se procedeze și la interpretarea logică a rezultatelor unor determinări experimentale efectuate de autor în acest scop. În ansamblu, acest fapt a condus la o tratare originală a problematicii în discuție, concluziile obținute putînd fi îmbunătățite atît printr-o cercetare experimentală mai extinsă, cît și prin aprofundarea modelului matematic propus.

(1) Procesul firesc de ecologizare care se dezvoltă tot mai rapid, atît sub aspect calitativ în sensul înăsprii normelor de poluare impuse producătorilor de motoare, cît și sub aspect cantitativ, adică al cuprinderii unei game cît mai largi de utilizatori de motoare care să satisfacă aceste norme, a ajuns să impună condiții riguroase și clasei motoarelor mijlocii (200 - 2500 CP) care pînă nu de mult, cu unele excepții, au fost aproape ignorate din acest punct de vedere. În general motoarele acestei clase sînt fie motoare staționare (antrenînd generatoare electrice, compresoare, utilaj petrolier etc.), fie echipează diverse utilaje agricole, utilaje pentru construcții, utilaje pentru minerit, diverse ambarcațiuni, parțial tracțiunea feroviară, autobuze și autocamioane mijlocii și grele. Pentru a prezenta motivația schimbării opticii constructorilor privind această gamă de motoare din punct de vedere al performanțelor ecologice, *în lucrare se inventariază la zi în cronologia lor normele de reducere a poluării ca informație generală, insistîndu-se în mod special asupra consecințelor aplicării acestora la motoarele diesel*. Se subliniază în acest sens efectele benefice privind îmbunătățirea pulverizării prin creșterea presiunii de injecție și utilizarea orificiilor multiple la pulverizator.

(2) Consecința înăsprii normelor de poluare extinse și asupra motoarelor diesel de putere mijlocie este dezvoltarea de noi sisteme de injecție, care să satisfacă noile cerințe ecologice, dar și să conserve sau chiar să mărească performanțele tehnico-economice inițiale. Ca tendință generală se constată: promovarea injecției directe simultan cu mărirea presiunii de injecție și dezvoltarea controlului și a comenzii electronice a procesului de injecție. *În lucrare se prezintă sistematic și se descrie principial modul de funcționare a principalelor sisteme de injecție de mare presiune consacrate și aplicate deja pe scară largă*. Astfel, se prezintă: sistemul pompă-injector clasic (Detroit Diesel sau IAZ), sistemul acumulativ Common Rail (sau "cale comună"), sistemul pompă injector hidro-electronic HEUI (hydraulic electronic unit injection) al firmei Caterpillar, sistemul pompă injector cu comandă electronică (cu solenoid), sistemele Cummins PT de injecție clasice și sistemul de injecție Cummins asistat electronic (sistem CELECT Plus).

(3) Răspîndirea largă cu deosebire pe continentul american a sistemului de injecție Cummins PT ca și performanțele acestuia au constituit principalele argumente pentru care acest sistem a fost analizat detaliat în lucrarea de față. După descrierea amănunțită a modului de funcționare *a fost dezvoltat un model matematic original care descrie procesul de injecție. El cuantifică evolutiv fazele specifice acestui tip de injecție cu luarea în considerare în*

fiecare moment a evoluției densității și modulului de elasticitate a combustibilului din injector, precum și a influenței aerului pătruns în injector la faza de umplere. Modelul descrie evoluția presiunii din injector și a caracteristicilor de injecție diferențială și integrală în corelație cu legea de mișcare a acului piston.

(4) *Pentru a simplifica utilizarea în practică a modelului matematic elaborat, acesta a fost organizat într-un algoritm care a stat la baza elaborării unui program de calcul întocmit în limbajul QBASIC.* Programul necesită ordonarea datelor de intrare în trei grupe, astfel: date ale motorului, date ale injectorului și date privind profilul camei. Introducerea acestor mărimi se face prin intermediul a trei fișiere ce conțin datele grupate după cum s-a arătat mai sus. Ca date de ieșire programul oferă variația presiunii pe parcursul injecției, precum și caracteristica de injecție diferențială și integrală.

(5) Pentru experimentările privind comportarea sistemului de injecție Cummins în condiții reale a fost necesară montarea pe stand și instrumentarea corespunzătoare a unui motor echipat cu acest de sistem de injecție. Deoarece nu am avut la dispoziție un motor original echipat cu sistem de injecție Cummins, a fost necesară identificarea unui alt motor care să permită modificările constructive necesare pentru echiparea în noua variantă. În acest scop *s-a reușit pentru prima oară ca un motor tip V 6 să fie modificat și adaptat corespunzător pentru a funcționa cu sistem de injecție Cummins.* În lucrare, motorul modificat este identificat sub codul Trz 6LN.

(6) Prelucrarea datelor experimentale a necesitat *definirea unui sistem de aliniere față de anumite puncte caracteristice ale curbelor rezultate din măsurări.* Această aliniere a fost necesară pentru a permite compararea alurii curbelor obținute, ele reprezentând de fapt evoluția forței rezultante aplicate acului piston al injectorului pe tot parcursul procesului de injecție. Sistemul de aliniere a rezultat din descrierea evoluției alurii curbelor obținute în procesul de măsurare la stand. Justețea criteriilor de aliniere a fost verificată prin confirmarea poziției punctelor de aliniere obținute la suprapunerea corectă a curbei rezultate din măsurare peste reprezentarea grafică a legii de deplasare a acului piston.

(7) Pentru a putea prezenta utilitatea programului de calcul elaborat și totodată pentru analiza critică a acestuia *a fost efectuată abilitarea rezultatelor obținute la simularea procesului de injecție prin rularea acestui program cu rezultatele experimentale obținute la standul Hartridge pentru cazul injecției reale.* Abilitarea se referă la: nivelul presiunii maxime pentru care au fost obținute erori relative medii de sub 5 %; modificarea avansului injecției la modificarea dozei ciclice (au rezultat diferențe absolute față de valorile obținute experimental de cca. 1-2° RACam); sensul și mărimea modificărilor constatate la curbele de variație a forței aplicate acului injector (ca urmare a diverselor modificări impuse condițiilor inițiale ale injecției, au fost constatate evoluții aproape identice ale profilului forțelor, mici diferențe înregistrându-se în cazul duratelor unghiulare). Durata unghiulară totală a procesului de injecție modelat a rezultat însă mai mică decât durata unghiulară totală a injecției determinată experimental, eroarea absolută mare de cca 10-12 ° RACam constatată sistematic pentru această mărime fiind pusă pe seama erorilor de sincronizare a frecvenței de achiziție și pe seama turației neuniforme a motorului de pe stand. De asemenea, modelul matematic redă corect evoluția presiunii din injector pentru cazul în care în interiorul acestuia pătrunde o cantitate redusă sau nulă de aer, situație confirmată și în plan experimental la standul Hartridge, dar diferită în cazul real de funcționare pe motor. Acest ultim aspect prezentat reprezintă o limită nedorită a

modelului matematic, constituind totodată un motiv serios pentru perfecționarea variantelor viitoare ale modelului și respectiv ale programelor corespunzătoare.

(8) În unele lucrări de specialitate consultate, atunci când se prezintă caracteristica de injecție pentru cazul pompelor injector se face referire doar la existența preinjecției, fără să se ofere detalii legate de acest aspect. Prin determinările experimentale efectuate asupra injectorului Cummins funcționând în condiții reale pe motor se confirmă această afirmație. În acest sens, *în lucrare, pe lângă faptul că se argumentează existența preinjecției prin analiza curbei ce reprezintă modul de variație a forței aplicate acului piston (înregistrată pe parcursul injecției) se oferă și o descriere teoretică, confirmată experimental a modului de generare a acestui efect.* Această justificare este argumentată prin descrierea simultană a proceselor ce au loc atât în injector, cât și în cilindrul motor, pe durata cursei descendente a acului piston.

(9) Pentru a argumenta și prin efectele favorabile induse apariția fenomenului de preinjecție în cazul sistemului Cummins, *în lucrare a fost efectuată analiza comparată a procesului de ardere dintr-un motor diesel cu injecție directă clasic (LDA 450) cu procesul de ardere dintr-un motor diesel echipat cu sistem de alimentare Cummins (Trz 6LN).* Analiza a fost realizată prin compararea caracteristicilor de ardere obținute din prelucrarea corespunzătoare a diagramelor indicate ridicate la stand pe motoarele în discuție, funcționând la două regimuri similare. Chiar dacă analiza efectuată nu evidențiază explicit fenomenul de preinjecție, tendința de scădere a duratei unghiulare a întârzierii la faza arderii rapide ca și evidenta reducere a valorii maxime a vitezei de degajare a căldurii din faza arderii rapide sînt efecte care alăturate argumentelor din alineatul anterior întăresc ipoteza existenței fenomenului de preinjecție.

(10) Pentru a dispune de o reprezentare cât mai fidelă a fenomenelor înregistrate prin sistemul de achiziție a fost necesară prelevarea unui volum mare de date experimentale. Astfel pentru înregistrarea evoluției forței aplicate acului piston au fost achiziționate 1.440 puncte măsurate la fiecare înregistrare, ceea ce a permis cuprinderea a cinci cicluri complete de injecție la fiecare înregistrare, iar în cazul ridicării diagramelor indicate au fost achiziționate 14.400 puncte măsurate corespunzător cuprinderii a 20 de diagrame indicate pe o înregistrare. *Pentru a putea opera cu acest volum mare de date a fost utilizat un set de programe originale redactate în QBASIC. Aceste programe au fost utilizate pentru: prelucrări grafice, prelucrări statistice, reprezentări grafice, anumite modificări necesare schimbării tipului de fișiere, precum și reordonări ale conținutului fișierelor.*

Prin rezultatele teoretice și experimentale obținute, ca și prin concluziile formulate pe baza acestor rezultate, autorul dorește să pledeze în favoarea promovării pe scară cât mai largă a principiilor care stau la baza funcționării sistemelor de injecție de înaltă presiune, ele reprezentînd una din căile de reabilitare ecologică a motorului diesel. În privința sistemului de injecție clasic Cummins (cu acționare și control mecanic), se poate afirma că este probabil ultimul și cel mai "curat" exponent al clasei injectoarelor cu comandă și acționare mecanică. Este evident că viitorul și chiar o bună parte din prezent aparțin motoarelor diesel cu sisteme de injecție cu control și comandă electronică, asistate de procesor sau înglobate în sisteme și mai complexe integrate, de gestionare detaliată și totală a proceselor de funcționare, mergîndu-se pînă la tratarea individuală a fenomenelor din fiecare cilindru al motorului.

În acest sens rezultatele prezentei lucrări se pot consitui ca o modestă participare la dezvoltarea de perspectivă și permanenta perfecționare a motoarelor cu ardere internă .

BIBLIOGRAFIE

- [1] **Cummins Bulletin** Nr. 3388374; Diesel Emissions Cummins Technology-Led Solutions, Cummins Engine Company Ltd., New Malden, Anglia, 1995
- [2] Agenda **Bosch: Diesel Einspritztechnik**, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1993
- [3] Agenda **Bosch: Diesel Einspritztechnik**, Robert Bosch GmbH, Stuttgart, 1991
- [4] R.R.Richards, J.E. Sibley: **Diesel engine emission control for the 1990's**, SAE Technikal Paper, Seria nr. 880376, Warrendale, 1988
- [5] A. Cernej, Z. Dobrovisek, L. Filipovic, K. Gebert: **Motoare diesel pentru autovehicule - Injectia combustibilului**, 1995
- [6] Klaus Krieger: **Neue Einspritzsysteme für Dieselmotoren**, ÖVK, 1996
- [7] Von Michael Schittler, Rolf Heinrich, Friedrich W. Hase: **Leistungsmerkmale der neuen Nutzfahrzeugmotoren OM 501 LA und OM 502 LA von Mercedes-Benz**, MTZ nr.11, 1996
- [8] Amin Velji, Bern Danckert: **Verbrennungsentwicklung mit einem Common-Rail Einspritzsystem**, MTZ nr. MTU, 1997
- [9] K.D.Vöhringer, E.C. von Glassner, W.Müller, R. Povel M. Schittler: **Von der Komponente zum System-Entwicklungen in der Nutzfahrzeugtechnik**, Aachen a 5-a ediție a Kolloquim, Fahrzeug und Motorentchnik, oct. 1995
- [10] L.Walz: **Moderne Dieseleinspritztechnik**, Aachen, a 5-a ediție a Kolloquim, Fahrzeug und Motorentchnik, oct. 1995
- [11] **Diesel fuel injection systems**, lucrări prezentate la Seminarul organizat de Combustion Engines Group, în oct. 1989, publicate în Mechanical Engineering Publications Limited for The Institution of Mechanical Engineers, Londra, 1989
- [12] Stevan Veinovic: **Motoare cu ardere internă**, Academia Tehnică, Belgrad, 1993
- [13] K. Egger: **Ein Beitrag zur Beherrschung der Abgasemission, speziell der Rußemission von Dieselmotoren unter Verwendung eines Pumpe-Düse-Einspritzsystems**, al 7-lea Simpozion Internațional Wiener Motoren, 24-25 apr. 1986, VDI Reihe 12 Verkerstechik- Fahrzeugtechnik, nr. 74
- [14] **Buletin Cummins**, nr. 3388373: **Celect Unbetable diesel electronics** Cummins Engine Company Ltd., New Malden, Anglia, 1995
- [15] S. Tullis, G. Greeves: **Optimising diesel combustion with an EUI system for heavy-duty rucks**, Lucas Powertrain Systems, Acton, Londra, 1992

- [16] Michael Schitler, Walter Kerschbaum: **Baureihe 500- Die Motorren für die neue Generation schwerer Lastkraftwagen von Mercedes-Benz**, al 2-lea Simpozion Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Stuttgart, febr.1997
- [17] K. Wojik: **Der Zukunftsweisende AVL Leader im Diesel-wie auch im DME-Betrieb, Die evolutionare Weiterentwicklung des Automobils**, Eurotax II/1996
- [18] Kamimoto T.: **Comparative Study of low versus High Pressure Injection for Diesel Engines**, Tokio Institute of Technology, Tokio, 1993, citat în MTZ, ediția tematica MTU 1997
- [19] S Veinovic, R. Pesic, A. Davinic, Z. Radosevic, B. Veselinovic, J. Mrda M. Milosevic: **Teme actuale în dezvoltarea motoarelor diesel pentru autovehicule**, al 8-lea Simpozion MVM, Kragujevac, 1994
- [20] Marcic, Z. Kovacic: **Computer simulation of the diesel fuel injection system**, SAE Tech. Pap. ser. 1985, nr. 851583
- [21] Vogel Wilhelm: **Simulation vor Einspritzvorganger auf einem digitalen Kleinrechner**, MTZ: nr.9, 1974
- [22] Matsuoka Shin, Yokota Kaatsukiko, Kamimoto Takeyuki, Igoshi Masanori: **A study of fuel injection systems in diesel engines**, Part. 1-2 SAE, Pap. Nr. 760551, 1976
- [23] D.R. Sobel, R.P.C. Lechrah: **A hydrrro-mechanical simulation of diesel fuel injection systems**, SAE, Tchn.Pap.Ser. Nr. 870432, 1987
- [24] I.I. Fomin: **Calculul hidrodinamic al sistemelor termice pentru motoare diesel**, rev. Construcția de mașini, Moscova, 1073
- [25] I.V. Astahov: **Date și aspecte noi privind pierderea de căldura la motoarele diesel**, rev. Construcția de mașini, Moscova, 1973
- [26] A.F. Anikeiev, M.V. Mazig: **Investigation of Cummins Diesel Injection System**, aparută în: "Proceedigs of NAMI" Issue '88, Moscova 1966
- [27] D.H. Gibson: **A flexible fuel injection simulation**, SAE Techn. Pap. Ser, nr. 861567, 1986
- [28] A. S. Hacia, S.V.Desiatun: **Model matematic de calcul și perfecționare a sistemelor de alimentare acumulative cu comandă electro-hidraulică**, rev. Construcția de motoare, nr.11, Moscova , 1986
- [29] B.E.Roming, R.D.StrunkM.S.Weinert: **Performance comparison of unit injection and pumpe-line-nozle injection systems**, SAE Techn. Pap. Ser., 1085 nr.840274

- [30] P. Lauvin, A. Schmit, W. Zimmermann: **Electronic unit injector system, for future emission standards**, lucrare prezentată la simpozionul organizat de Combustion Engines Group în 14 apr.1992, publicată în Mechanical Engineering Publications Limited for The Institution of Mechanical Engineers, Londra, 1922
- [31] Anton Cernej, Zelimir Dobovisek: **Instalațiile motoarelor cu ardere internă**, Facultatea de Mecanică a Universității din Sarajevo, Sarajevo 1980
- [32] **Caterpillar HEUI Fuel System**, (Hydraulic Electronic Unit Injection) Caterpillar Inc. 3/95 LEDT 5135, 1995
- [33] Paul Richards: **Delivery Underr Pressure**, Automotive Industries, dec. 1993
- [34] A.P. Cirikin, I.I. Reznik: **Îndreptar pentru echipamente termice ale motoarelor diesel**, Editura de Stat pentru literatura tehnico-științifică din construcția de mașini Moscova, 1963
- [35] P.M. Belov, V.R. Buriaciko, E.I. Akatov: **Motoarele autovehiculelor americane** Editura Militară a Ministerului Apărării, Moscova, 1971
- [36] **Buletinul Cummins**, nr. 33883784 Cummins PT fuel system, Cummins Engine Company Ltd, New Malden, Anglia, 1992
- [37] **Buletin Cummins**, nr. 301004400 (ediție în limba croată Bl. nr.3379071) Instrucțiuni privind întreținerea și calibrarea pompelor injector Cummins, Cummins Engine Company Ltd.
- [38] **Buletin Cummins**, nr. 301004500 (ediție în limba croată Bl. Nr. 3379084-02) Instrucțiuni privind întreținerea și calibrarea pompelor injector Cummins, Cummins Engine Company Ltd.
- [39] **Moteurs diesel**, Edition techniques pour l'automobile et l'industrie, ed. a 3-a, (E.T.A.I), 1973
- [40] **Buletin Cummins**, nr. 3388376: Quantum Power System CumminsQ19, Cummins Engine Company Ltd.
- [41] **Raportul tehnic privind testarea modelului experimental al motorului 12V 150 PP** destinat aplicării pe agregatele navale, FAMOS. RO, Centrul de cercetare și dezvoltare Hrasnica, 1989
- [42] Martin Stöbel, Nanfred Dürnholz: **Schadstoffminderungspotential** Hochaufgelanderten Nfz.-Di-Disel motoren, MTZ. 57/96 Nr. 6, iun. 1996
- [43] Mane Sasic: **Transportul lichidelor și al materialelor solide prin țevi**, Universitatea din Belgrad, 1987

- [44] F.V. Sirs: **Introducere în termodinamică, teoria cinetică și statistica mecanică**, Copyrigt 1950, Addisin- Wesley Publisching Company Inc. editura Vuk Karadzic , Belgrad, 1969
- [45] I.S. Berezin, N.P.Jidkov: **Metode de calcul**, tomul 2, Editura de Stat a literaturii pentru fizică și matematică, Moscova 1962
- [46] B.N.Faileib, N.P. Jidkov, L.A. Klocev: **Metode de cercetare și experimentare a echipamentelor termice pentru autotractoarele diesel**, Construcția de mașini, Leningrad, 1965
- [47] R.V. Kazacikov I.D. Basilcenko, I.V. Berșova: **Determinarea legii de injecție pentru motoarele diesel cu supraalimentare înaltă**, Institutul Politehnic din Harkov, 1969
- [48] Bunting B.G., Kimberley J.A.: **Development of square injection rate a pump-line-nozle-system**, Tch. Pap. Ser. Nr. 85181 SAE 1985
- [49] R. Pesic, S. Veinovic, A. Davinic: **Dezvoltarea unui filtru digital (/numeric) pentru prelucrarea diagramelor indicate**, a XIV-a sesiune de specialitate "Știința și motoarele de automobile" din Belgrad, 1993
- [50] D. Simic: **Teoria și aplicații ale timbrelor tensometrice**, Facultatea de Mecanică Kraguievac, 1972
- [51] **Bedienungseinleitung, 5-KHz-TF- Meßverstärker, KWS 273 D4/A2**, HBM, R.F.Germany, 1987
- [52] Von C. Batba, C. Burchard, K. Boulouchos, M. Bargende: **Empirisches modell zur Vorausberechnung des Bremsverlaufes bei Common Rail Diesel - motoren**, MTZ apr. 1999
- [53] H. Eichlsder, E. Rehberger, P. Staub: **Der einfluss des Einspritzsystems auf dem Verbrennungsablauf bei D.I. Dieselmotoren für Pkw**, a 5-a ediție a simpozionului Der Arbeitsprocess des Verbrennungsmotors, T.U.Graz, sept. 1995
- [54] G. Stiesch, C. Eiglmeier, G.P. Merker, F. Wirbeleit: **Möglichkeiten und Anwendung der phänomenologischen Modellbildung im Dieselmotor**, MTZ, apr. 1999
- [55] H. Erlach, F. Chmela, W. Cartellieri, P. Herzog.: **Auswirkungen druckmodulierten Einspritzung auf emisionen und Ferbrennung eines Nutzfahrzeug-Dieselmotors**, a 5-a ediție a simpozionului Der Arbeitsprocess des Verbrennungsmotors, T.U.Graz, sept. 1995
- [56] W. Thiemann: **Definition und Eigenschaften des Füllingkeitsgrads des Indikatordiagramms und sein einfluss auf den Totpunktfehler**, Automobil Industrie, nr.5, 1988

- [57] G.Hohenberg: **Definition und Eigenschaften des thermodynamischen Verlust-winkels von Kolbenmaschinen**, Automobil Industrie, nr.4, 1976
- [58] H. O. Herrmann, M. Dürnholz, M. Pieper: **Der direkteinspritzende Pkw.-Dieselmotor in virventiliger Ausführung**, a 5-a ediție a simpozionului Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, T.U.Graz, sept. 1995
- [59] S.Tullis, G. Greeves: **Optimising diesel combustion with an EUI system for heavy-duty trucs**
- [60] B. Challen, R. Baranescu.: **Diesel Engine Reference Book**, Ediția a doua, SAE, Warrendale, 1999
- [61] M. Kronberger, R. Meier, K. Krieger: **Pumpe-Düse-Eispritzsystem für Pkw-Dieselmotoren**, al 7-lea Kolloquium: Fahrzeug-und Motorentechnik, Aachen, 1998
- [62] W. Krill : **Technique of Diesel Fuel Injection-Possibilities for Emission Reduction on Engines for Commercial Vehicles**, ATA Ingegneria automotoristica, n.5, 1989
- [63] A. S. Khatchiyan, S. I. Kyptsov, V. K. Chichinadze,I.G. Bagdasarov: **Investigation, of Unit-Injector Type Diesel Fuel. System with Common Fuel Delivery Control for all Sections**, Zakopane , Polonia , 1996
- [64] **Diesel Engine**, Haynes techbook series, 1997
- [65] Aramă C. ș.a.: **Instalații pentru alimentarea cu combustibil a motoarelor cu ardere internă**, Editura Tehnică București, 1966
- [66] Aramă C.,Șerbănescu A.: **Economia de combustibil la automobile**, Editura Tehnică, București, 1974
- [67] Aramă C. ,Grünwald B.: **Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici**, Editura Tehnică, 1966
- [68] Apostolescu N., Grünwald B.: **Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă**, Editura Academiei, 1975
- [69] Grünwald B.: **Teoria ,calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere**, Editura Didactică și Pedagogică, 1980
- [70] Apostolescu N., Taraza D.: **Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice**, Editura Didactică și Pedagogică, 1979
- [71] Berindean V.: **Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă**, Litografia I.P.”Traian Vuia “ ,Timișoara, 1979

- [72] Negrea V. D.: **Motoare cu ardere internă. Procese; economicitate, poluare**, Editura Sedona, 1997
- [73] Iorga D.: **Construcția , funcționarea și calculul sistemelor de alimentare și reglare a motoarelor cu ardere internă**, Editura Mirton, 1999
- [74] Oprea Stănescu P. D.: **Proiectare asistată de calculator a mașinilor termice**, Litografia Universității "Politehnica" din Timișoara, 1997
- [75] Turcoiu T., Boncoi J., Time Al.: **Echipamente de injecție pentru motoarele cu ardere internă**, Editura Tehnică, București ,1987
- [76] Iorga D.: **Alimentarea și reglarea motoarelor cu ardere internă**, Litografia I.P."Traian Vuia ", Timișoara, 1979
- [77] Pădure G., Pop Gh.: **Activarea ultrasonică a injectoarelor**
- [78] Negrea V. D., Pop Gh., Pădure G.: **Optimizarea funcțională și controlul schimbului de gaze pentru un motor diesel în doi timpi cu baleiaj în echicurent de putere mijlocie**, Analele Universității "E. Murgu", Reșița, 1996
- [79] Pop Gh.: **Stadiul actual în domeniul cercetării privind controlul proceselor de ardere în motoarele cu ardere internă**, referat, 1998
- [80] Pop Gh.: **Metode teoretice și experimentale pentru perfecționarea termogazodinamicii motoarelor cu ardere internă**, referat, 1998
- [81] Dincă F., Negrea V.D., Pop Gh., Pădure G.: **Cercetări privind depunerile de calamină din camera de ardere a unui motor cu injecție directă asupra schimbului de căldură și a evoluției presiunilor**, ESFA, București, 1995
- [82] Dincă F., Popa M., Negrea V.D., Pop Gh., Pădure G.: **The rationalizing of the energetic performance parameters and the decrease of the polluted emissions exhausted by a mediumdiesel engine**, Academia Tehnică Militară, București 1996
- [83] Pop Gh.: **Influența activării ultrasonice asupra legii de injecție la motoarele cu aprindere prin comprimare**, CONAT Brașov, 1996
- [84] Pop Gh.: **Studiul influenței ultrasunetelor asupra combustibililor pe modele de laborator**, Grant Ministerul Educației Naționale, 4004/1995
- [85] Pop Gh.: **Cercetări privind perfecționarea constructiv funcțională a motoarelor cu ardere internă**, Grant Ministerul Educației Naționale, 4004/1994

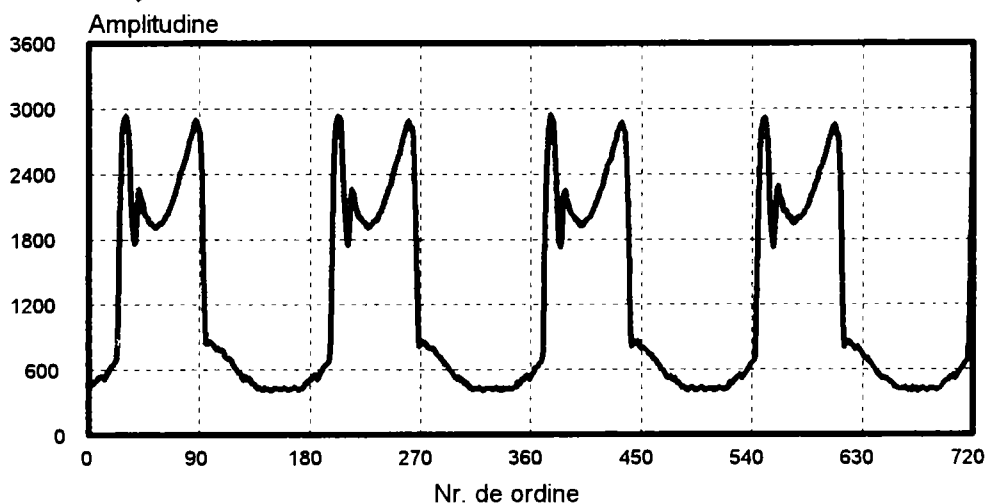
- [86] Holotescu S., Negrea V.D., Pop Gh., Pădure G.: **Optimizarea gazodinamicii motoarelor cu ardere internă folosind procedee nelineare de calcul**, CNT, Timișoara, 1994
- [87] Negrea V.D., Pop Gh., Pădure G., Dincă F., Mihon L.: **Implicații constructiv funcționale ale optimizării motoarelor cu ardere internă cu raport de comprimare variabil**, Academia Tehnică Militară, București 1996
- [88] Pop Gh., Negrea V.D., Pădure G., Beju C.: **Activarea ultrasonică a proceselor de formare a amestecului în cazul motoarelor cu ardere internă cu combustibili clasici și neconvenționali** CONAT, Brașov, 1996
- [89] Holotescu S., Negrea V.D., Iorga D., Pop Gh.: **Modele matematice pentru evaluarea prin calcul a legii de injecție**, CNT, Pitești, 1998
- [90] A. Leca, I. Prisecaru: **Proprietăți termofizice și termodinamice, solide, lichide, gaze**, Editura Tehnică, București, 1994

ANEXA A

FIȘA DE IDENTIFICARE
 a parametrilor de înregistrare a datelor achiziționate la stand

Nr. crt	Denumirea parametrilor achiziției sau alte date privind achiziția	Valoarea numerică sau alte elemente de identificare
1	Numărul curent al fișei	1
2	Data achiziției	05.09.1999
3	Seria pompei injector	ST 12.62 master
4	Seria acului piston al pompei injector	-
5	Seria cilindrului pompei injector	-
6	Seria duzei pulverizator	300 39 33
7	Numărul orificiilor de pulverizare x diametrul lor	9x 0,2159 mm
8	Volumul dozei ciclice injectate	215,7 mm ³ /ciclu
9	Tipul bancului de încercare	Hartridge 285
10	Turația axului cu came	1040 rot/min.
11	Tipul camei utilizate	K
12	Cursa maximă asigurată de camă	8,001 mm
13	Tipul de punte - amplificator și canalul utilizat	HBM 6XKWS 16014
14	Rata de memorare a datelor	1
15	Tensiunea de alimentare a punții U _B (val.efectivă)	1V; 2,5V; 5V ± 2%
16	Caracteristica de etalonare	10V = 10 000 N
17	Intervalul de timp în care s-a efectuat achiziția	10 ⁰⁰ - 10 ⁴⁵
18	Frecvența de achiziție	6,24 kHz
19	Numărul total de date memorate în fișier	11440
20	Denumirea fișierului în care se memorează datele	ST1

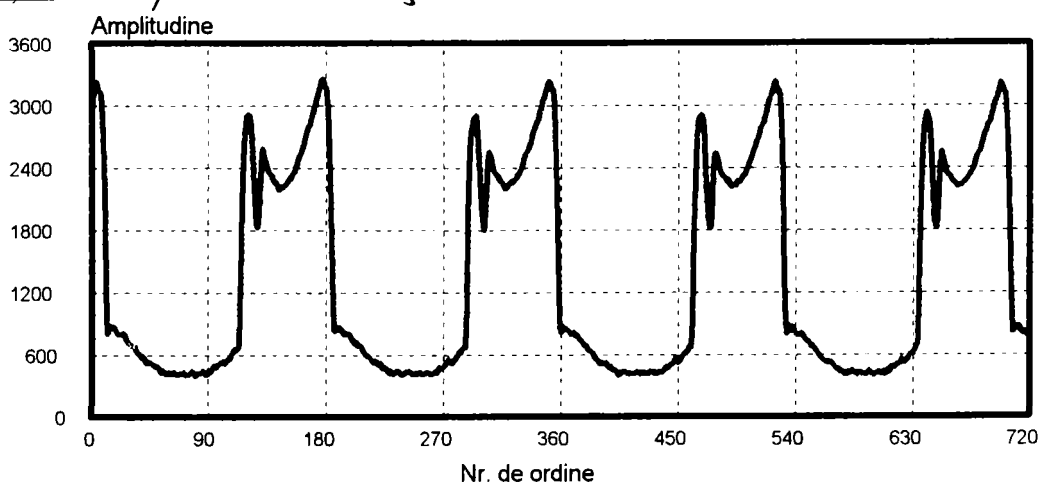
Observatii: S-a făcut corecție de 0°.



FIȘA DE IDENTIFICARE
 a parametrilor de înregistrare a datelor achiziționate la stand

Nr. crt	Denumirea parametrilor achiziției sau alte date privind achiziția	Valoarea numerică sau alte elemente de identificare
1	Numărul curent al fișei	2
2	Data achiziției	05.09.1999
3	Seria pompei injector	5T 1262 master
4	Seria acului piston al pompei injector	—
5	Seria cilindrului pompei injector	—
6	Seria duzei pulverizator	3003933
7	Numărul orificiilor de pulverizare x diametrul lor	9 x 0,2159 mm
8	Volumul dozei ciclice injectate	215,7 mm ³ /ciclu
9	Tipul bancului de încercare	Hartridge 285
10	Turația axului cu came	1040 rot./min.
11	Tipul camei utilizate	K
12	Cursa maximă asigurată de camă	8,001 mm
13	Tipul de punte - amplificator și canalul utilizat	HBM 6x KWS160/4
14	Rata de memorare a datelor	1
15	Tensiunea de alimentare a punții U _B (val efectivă)	1V; 2,5V; (5V) ± 2%
16	Caracteristica de etalonare	10V = 10000N
17	Intervalul de timp în care s-a efectuat achiziția	10 ⁰⁰ - 10 ⁴⁵
18	Frecvența de achiziție	6,24 kHz
19	Numărul total de date memorate în fișier	1440
20	Denumirea fișierului în care se memorează datele	5T 2

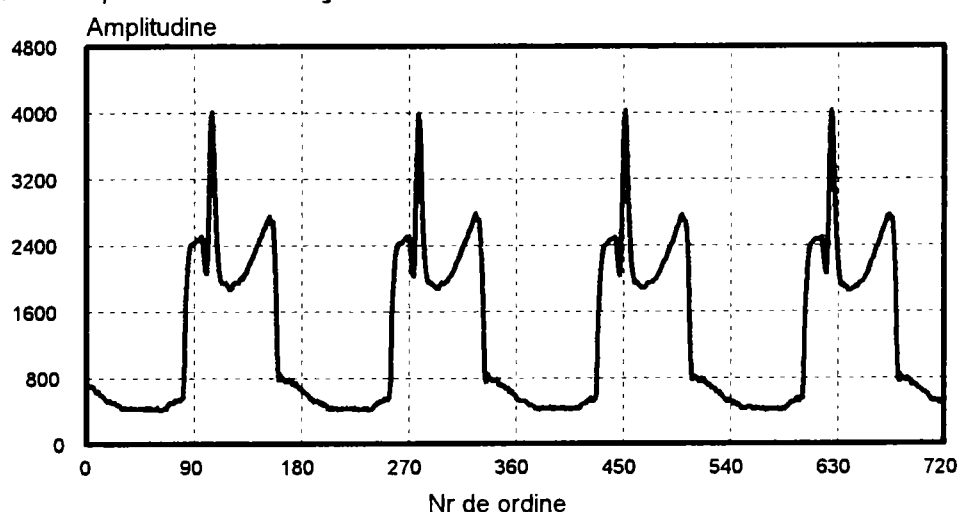
Observatii: S-a făcut corecția de 0°.



FIȘA DE IDENTIFICARE
 a parametrilor de înregistrare a datelor achiziționate la stand

Nr. crt	Denumirea parametrilor achiziției sau alte date privind achiziția	Valoarea numerică sau alte elemente de identificare
1	Numărul curent al fișei	4
2	Data achiziției	06.09.1999
3	Seria pompei injector	3058802
4	Seria acului piston al pompei injector	—
5	Seria cilindrului pompei injector	—
6	Seria duzei pulverizator	3001314
7	Numărul orificiilor de pulverizare x diametrul lor	10 x 0,2/59/mm
8	Volumul dozei ciclice injectate	360 mm ³ /ciclu
9	Tipul bancului de încercare	Hartridge 285
10	Turația axului cu came	1040 rot./min.
11	Tipul camei utilizate	K
12	Cursa maximă asigurată de camă	8,001 mm
13	Tipul de punte - amplificator și canalul utilizat	HBM 6xKWS 16014
14	Rata de memorare a datelor	
15	Tensiunea de alimentare a punții U _B (val. efectivă)	1V; 2,5V; (5V) ± 2%
16	Caracteristica de etalonare	10V = 10 000N
17	Intervalul de timp în care s-a efectuat achiziția	11 ¹⁵ - 12 ⁰⁰
18	Frecvența de achiziție	6,24 kHz
19	Numărul total de date memorate în fișier	1440
20	Denumirea fișierului în care se memorează datele	ST 4

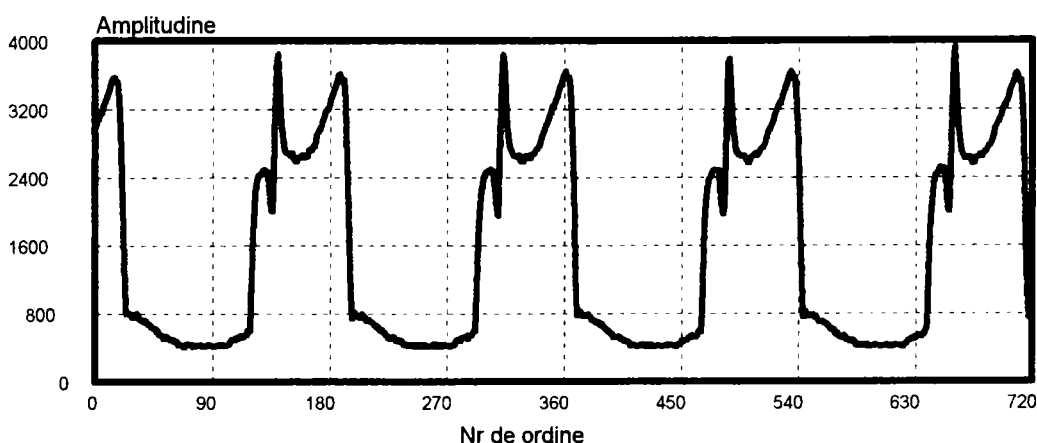
Observatii: S-a făcut corecția de 40°.



FIȘA DE IDENTIFICARE
 a parametrilor de înregistrare a datelor achiziționate la stand

Nr. crt	Denumirea parametrilor achiziției sau alte date privind achiziția	Valoarea numerică sau alte elemente de identificare
1	Numărul curent al fișei	10
2	Data achiziției	06.09.1999
3	Seria pompei injector	3058802
4	Seria acului piston al pompei injector	—
5	Seria cilindrului pompei injector	—
6	Seria duzei pulverizator	3001314
7	Numărul orificiilor de pulverizare x diametrul lor	10 x 0,2159 mm
8	Volumul dozei ciclice injectate	290 mm ³ /ciclu
9	Tipul bancului de încercare	Hartridge 285
10	Turația axului cu came	1040
11	Tipul camei utilizate	K
12	Cursa maximă asigurată de camă	8,001
13	Tipul de punte - amplificator și canalul utilizat	HBM 6xKWS 16014
14	Rata de memorare a datelor	1
15	Tensiunea de alimentare a punții U _B (val.efectivă)	1V; 2,5V; 5V ± 2%
16	Caracteristica de etalonare	10V = 10 000 N
17	Intervalul de timp în care s-a efectuat achiziția	11 ^h 15' - 12 ^h 00'
18	Frecvența de achiziție	6,24 kHz
19	Numărul total de date memorate în fișier	1440
20	Denumirea fișierului în care se memorează datele	ST 10

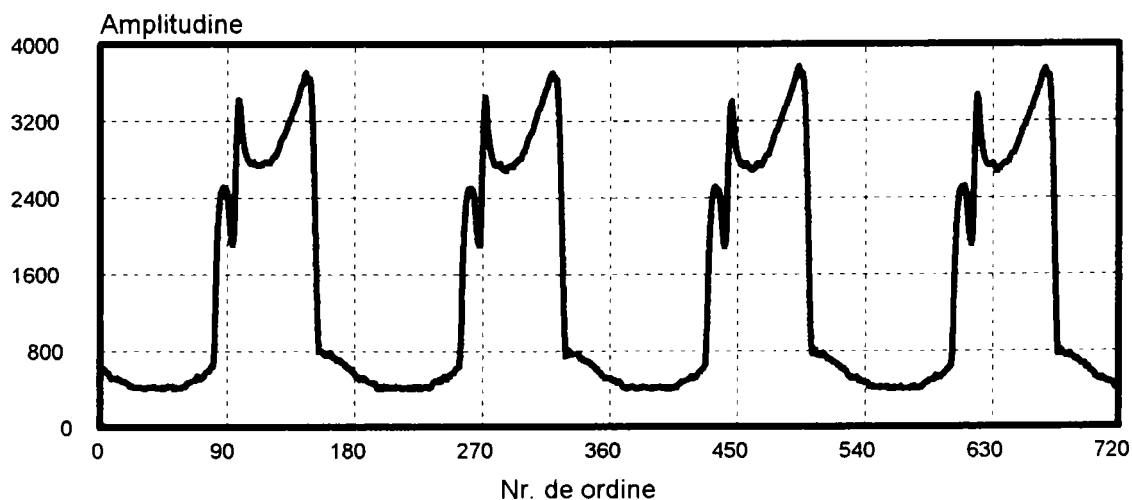
Observații: S-a făcut corecția de 40°.



FIȘA DE IDENTIFICARE
 a parametrilor de înregistrare a datelor achiziționate la stand

Nr. crt	Denumirea parametrilor achiziției sau alte date privind achiziția	Valoarea numerică sau alte elemente de identificare
1	Numărul curent al fișei	12
2	Data achiziției	06.09.1999
3	Seria pompei injector	3058202
4	Seria acului piston al pompei injector	-
5	Seria cilindrului pompei injector	-
6	Seria duzei pulverizator	3001314
7	Numărul orificiilor de pulverizare x diametrul lor	10x0,2195mm
8	Volumul dozei ciclice injectate	230mm ³ /ciclu
9	Tipul bancului de încercare	Hartridge 285
10	Turația axului cu came	1040 rot./min.
11	Tipul camei utilizate	K
12	Cursa maximă asigurată de camă	8,001 mm
13	Tipul de punte - amplificator și canalul utilizat	HBM 6XKWS 16014
14	Rata de memorare a datelor	1
15	Tensiunea de alimentare a punții U_B (val. efectivă)	1V; 2,5V; (5V) ± 2%
16	Caracteristica de etalonare	10V = 10000 N
17	Intervalul de timp în care s-a efectuat achiziția	11 ¹⁵ - 12 ⁰⁰
18	Frecvența de achiziție	6,24 kHz
19	Numărul total de date memorate în fișier	1440
20	Denumirea fișierului în care se memorează datele	ST 12

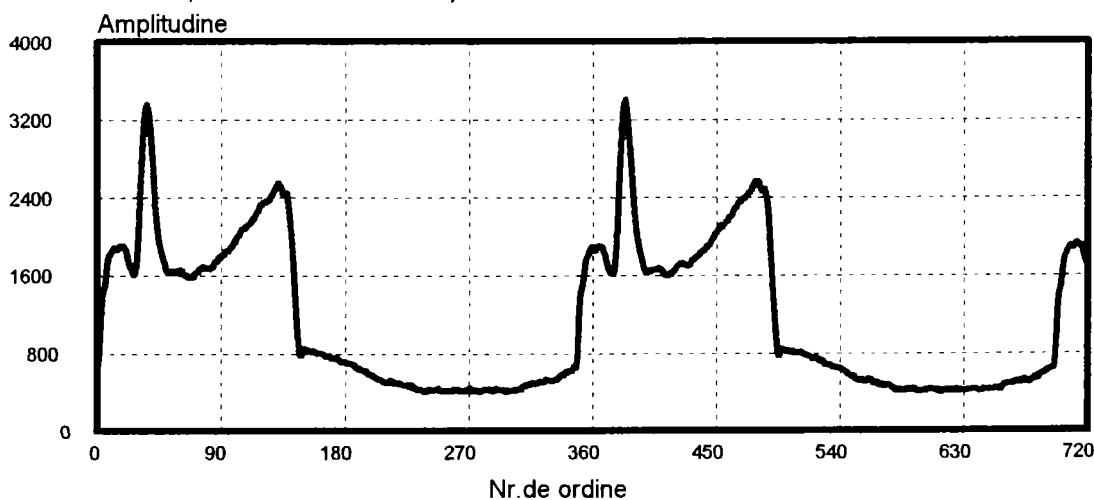
Observații: S-a făcut corecția de "0".



FIȘA DE IDENTIFICARE
 a parametrilor de înregistrare a datelor achiziționate la stand

Nr. crt	Denumirea parametrilor achiziției sau alte date privind achiziția	Valoarea numerică sau alte elemente de identificare
1	Numărul curent al fișei	20
2	Data achiziției	07.09.1999
3	Seria pompei injector	3058802
4	Seria acului piston al pompei injector	—
5	Seria cilindrului pompei injector	—
6	Seria duzei pulverizator	3055135
7	Numărul orificiilor de pulverizare x diametrul lor	10 x 0,254 mm
8	Volumul dozei ciclice injectate	230 mm ³ /ciclu
9	Tipul bancului de încercare	Hartridge 285
10	Turația axului cu came	1040 rot./min
11	Tipul camei utilizate	K
12	Cursa maximă asigurată de camă	8,001 mm
13	Tipul de punte - amplificator și canalul utilizat	HBM 6XKWS16014
14	Rata de memorare a datelor	1
15	Tensiunea de alimentare a punții U _B (val. efectivă)	1V; 2,5V; (5V) ± 2%
16	Caracteristica de etalonare	10 V = 10 000 N
17	Intervalul de timp în care s-a efectuat achiziția	15 ⁰⁰ - 18 ⁰⁰
18	Frecvența de achiziție	12,4 kHz
19	Numărul total de date memorate în fișier	1140
20	Denumirea fișierului în care se memorează datele	ST 20

Observații: S-a făcut corecție de 40°.

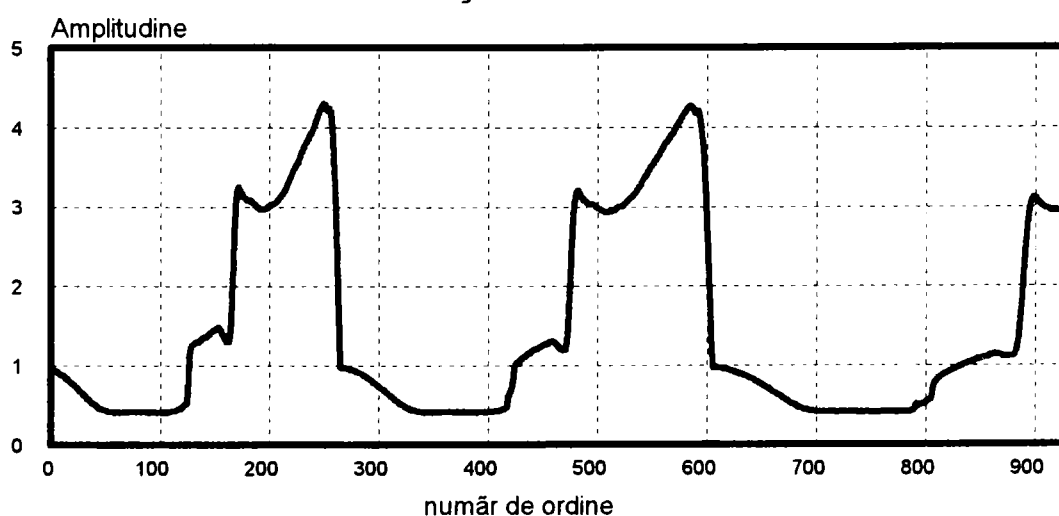


ANEXA B

FIȘA DE IDENTIFICARE
 a parametrilor de înregistrare a datelor achiziționate la stand

Nr. crt	Denumirea parametrilor achiziției sau alte date privind achiziția	Valoarea numerică sau alte elemente de identificare
1	Numărul curent al fișei	2
2	Data achiziției	21.09.1999
3	Seria pompei injector	3004215
4	Seria acului piston al pompei injector	-
5	Seria cilindrului pompei injector	-
6	Seria duzei pulverizator	3054130
7	Numărul orificiilor de pulverizare x diametrul lor	10x 0,254 mm
8	Volumul dozei ciclice injectate	oprire
9	Tipul bancului de încercare	MOTOR TRZ 6LN
10	Turația axului cu came	oprire
11	Tipul camei utilizate	Cummins-arbitanal
12	Cursa maximă asigurată de camă	6,7 mm
13	Tipul de punte - amplificator și canalul utilizat	HBM 6XKWS 16014
14	Rata de memorare a datelor	1
15	Tensiunea de alimentare a punții U_B (val. efectivă)	1V; 2,5V; (5V) $\pm 2\%$
16	Caracteristica de etalonare	10V = 10 000 N
17	Intervalul de timp în care s-a efectuat achiziția	14 ⁰⁰ - 16 ⁰⁰
18	Frecvența de achiziție	20 KHz
19	Numărul total de date memorate în fișier	2880
20	Denumirea fișierului în care se memorează datele	GASEN

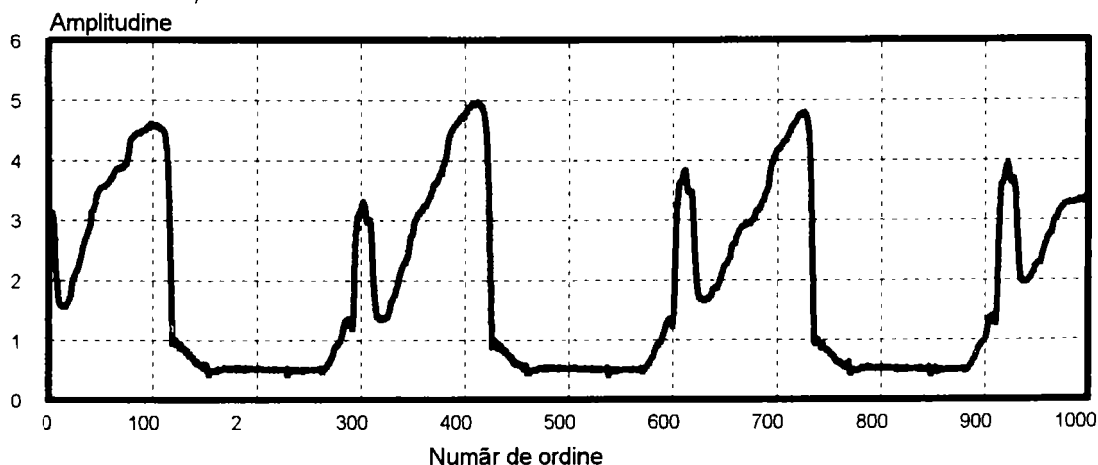
Observatii: S-a făcut corecția de 40° .



FIȘA DE IDENTIFICARE
 a parametrilor de înregistrare a datelor achiziționate la stand

Nr. crt	Denumirea parametrilor achiziției sau alte date privind achiziția	Valoarea numerică sau alte elemente de identificare
1	Numărul curent al fișei	6
2	Data achiziției	21.09.1999
3	Seria pompei injector	3004215
4	Seria acului piston al pompei injector	-
5	Seria cilindrului pompei injector	-
6	Seria duzei pulverizator	3054130
7	Numărul orificiilor de pulverizare x diametrul lor	10 x 0,254 mm
8	Volumul dozei ciclice injectate	≈ 220 mm ³ /ciclu
9	Tipul bancului de încercare	MOTOR TRZ 6 LN
10	Turația axului cu came	400 rot./min
11	Tipul camei utilizate	Cummins-arbitanal
12	Cursa maximă asigurată de camă	6,7 mm
13	Tipul de punte - amplificator și canalul utilizat	HBM 6xKWS 160 14
14	Rata de memorare a datelor	1
15	Tensiunea de alimentare a punții U _B (val.efectivă)	1V; 2,5V; 5V ± 2%
16	Caracteristica de etalonare	10V = 10 000 N
17	Intervalul de timp în care s-a efectuat achiziția	14 ⁰⁰ - 16 ⁰⁰
18	Frecvența de achiziție	20 kHz
19	Numărul total de date memorate în fișier	10 000
20	Denumirea fișierului în care se memorează datele	PRHOD 1

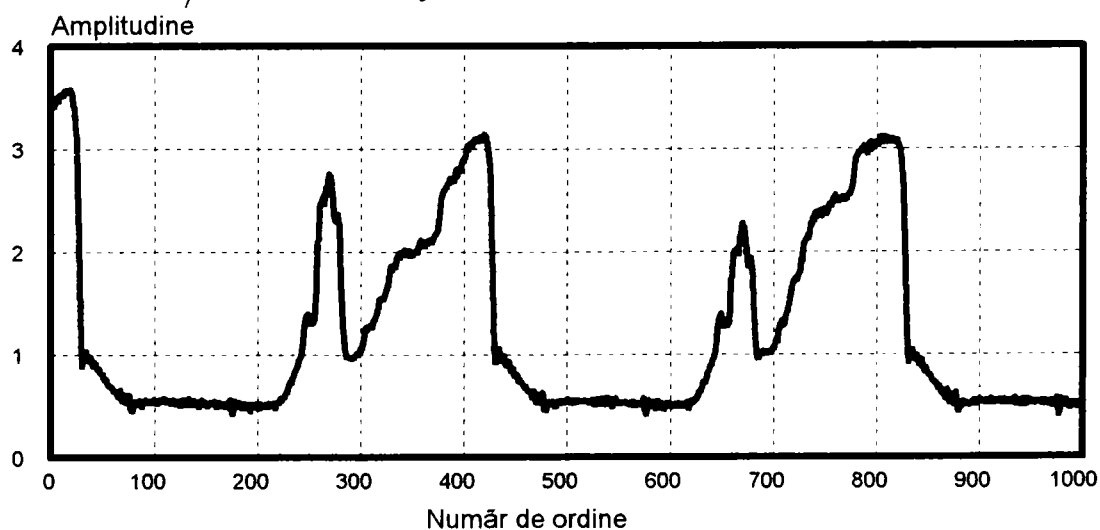
Observatii: S-a făcut corecția de 40°.



FIȘA DE IDENTIFICARE
 a parametrilor de înregistrare a datelor achiziționate la stand

Nr. crt	Denumirea parametrilor achiziției sau alte date privind achiziția	Valoarea numerică sau alte elemente de identificare
1	Numărul curent al fișei	9
2	Data achiziției	21.09.1999
3	Seria pompei injector	3004215
4	Seria acului piston al pompei injector	-
5	Seria cilindrului pompei injector	-
6	Seria duzei pulverizator	3054130
7	Numărul orificiilor de pulverizare x diametrul lor	10 x 0,254 mm
8	Volumul dozei ciclice injectate	≈ 230 mm ³ /ciclu
9	Tipul bancului de încercare	MOTOR TRZ 6LN
10	Turația axului cu came	450 rot./min.
11	Tipul camei utilizate	Cummins-artizanal
12	Cursa maximă asigurată de camă	6,7 mm
13	Tipul de punte - amplificator și canalul utilizat	HBM 6xKWS16014
14	Rata de memorare a datelor	1
15	Tensiunea de alimentare a punții U _B (val.efectivă)	1V; 2,5V; (5V) ± 2%
16	Caracteristica de etalonare	10V = 10 000N
17	Intervalul de timp în care s-a efectuat achiziția	14 ⁰⁰ - 16 ⁰⁰
18	Frecvența de achiziție	20 kHz
19	Numărul total de date memorate în fișier	10 000
20	Denumirea fișierului în care se memorează datele	9000MIN

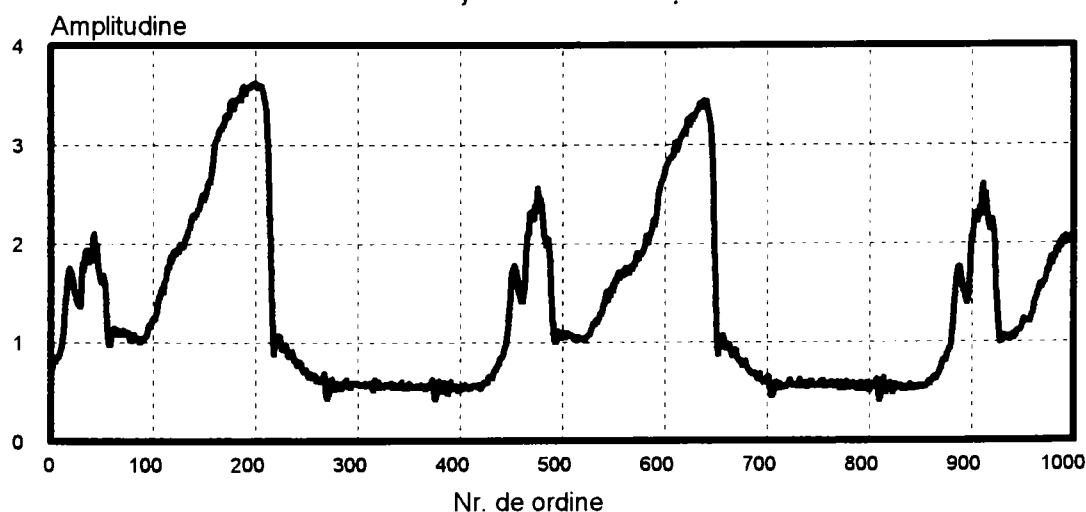
Observatii: S-a făcut corecția de 40°.



FIȘA DE IDENTIFICARE
 a parametrilor de înregistrare a datelor achiziționate la stand

Nr. crt	Denumirea parametrilor achiziției sau alte date privind achiziția	Valoarea numerică sau alte elemente de identificare
1	Numărul curent al fișei	12
2	Data achiziției	22.09.1999
3	Seria pompei injector	3004215
4	Seria acului piston al pompei injector	-
5	Seria cilindrului pompei injector	-
6	Seria duzei pulverizator	3054130
7	Numărul orificiilor de pulverizare x diametrul lor	10 x 0,254
8	Volumul dozei ciclice injectate	~ 240 mm ³ /ciclu
9	Tipul bancului de încercare	MOTOR TR 6 LN
10	Turația axului cu came	550 rot./min
11	Tipul camei utilizate	Cummins - artizanal
12	Cursa maximă asigurată de camă	6,7
13	Tipul de punte - amplificator și canalul utilizat	HBM x KWS14016
14	Rata de memorare a datelor	1
15	Tensiunea de alimentare a punții U _B (val. efectivă)	1V; 2,5V; (5V) ± 2%
16	Caracteristica de etalonare	10 V = 10 000 N
17	Intervalul de timp în care s-a efectuat achiziția	10 ⁰⁰ - 15 ⁰⁰
18	Frecvența de achiziție	20 kHz
19	Numărul total de date memorate în fișier	10 000
20	Denumirea fișierului în care se memorează datele	11 00 91L

Observatii: S-a făcut corecția de +0°



ANEXA C

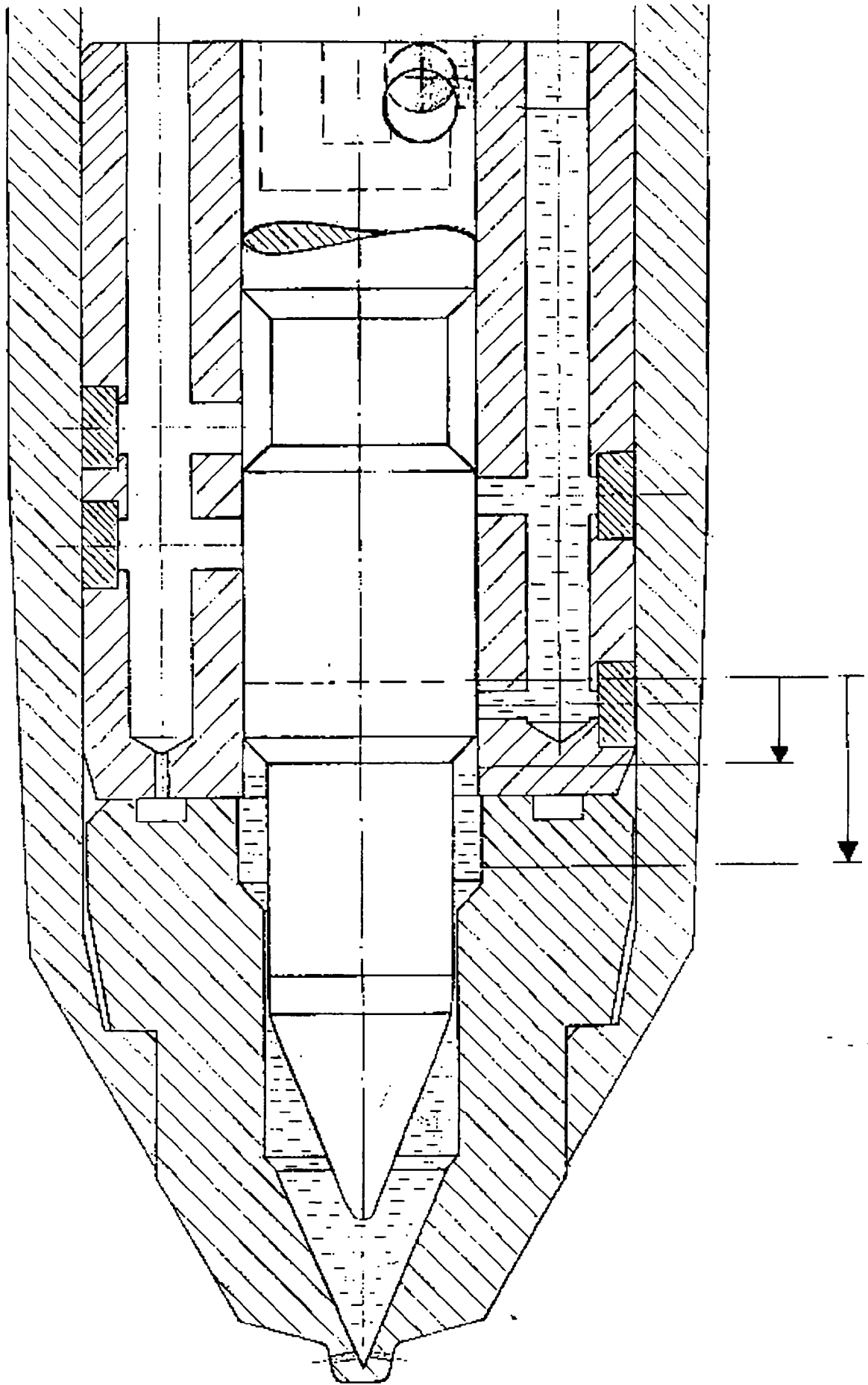
Universitatea "POLITEHNICA" Facultatea de Mecanică Laboratorul: Motoare termice	Denumirea caracteristicii:	pagina /pagini 1 1 2
		Diafragma: 95 mm
Data: 28 sept. 1999	Temperatura ambiantă: 28 °C Presiune ambiantă: 982 mbar Factorul de corecție: k =	OBSERVAȚII: 10 bar / 9,98 V factor de amplificare
Identificarea motorului: Marca: TRZ 6LN Aprindere: MAC S/D: 180/150 mm/mm Raportul de comprimare 15 (-) Supraalimentare aspirat Avansul 10 °RAC	Operatori la stand: 1. POP GHEORGHE 2. RADIVOJE PESIC 3.	
Date despre combustibil		Categ MOTORINA tip. Δ2 Densitate: 0,8 g/cm ³

	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.
n (rot/min)		900	1100						
F (daN)		48	78						
P _e (kW)									
P _{e k} (kW)		37,7	63						
M _e (Nm)									
M _{e k} (Nm)									
L _e (kJ/dm ³)									
L _{e k} (kJ/dm ³)		0,222	0,361						
V _{c c} (cm ³)		300	550						
t _{c c} (sec)		100,5	100,3						
C _h (kg/h)									
c _e (g/kWh)		291	269						
H _{a p a} (mm)		48	72						
Q _{a v} (m ³ /h)									
Q _{a m} (kg/h)									
λ (-)		4,2	2,7						
η _v (-)		0,9	0,91						
T ₁ (°C)		30	31						
T ₂ (°C)		33	34						
T ₃ (°C)									
T ₄ (°C)		397	474						
T ₅ (°C)		62	67						
Fum (CB)		1,0	2,8						
Fișier: pres.		900CAC PRIT.CAC							
Fișier:									
Fișier:									

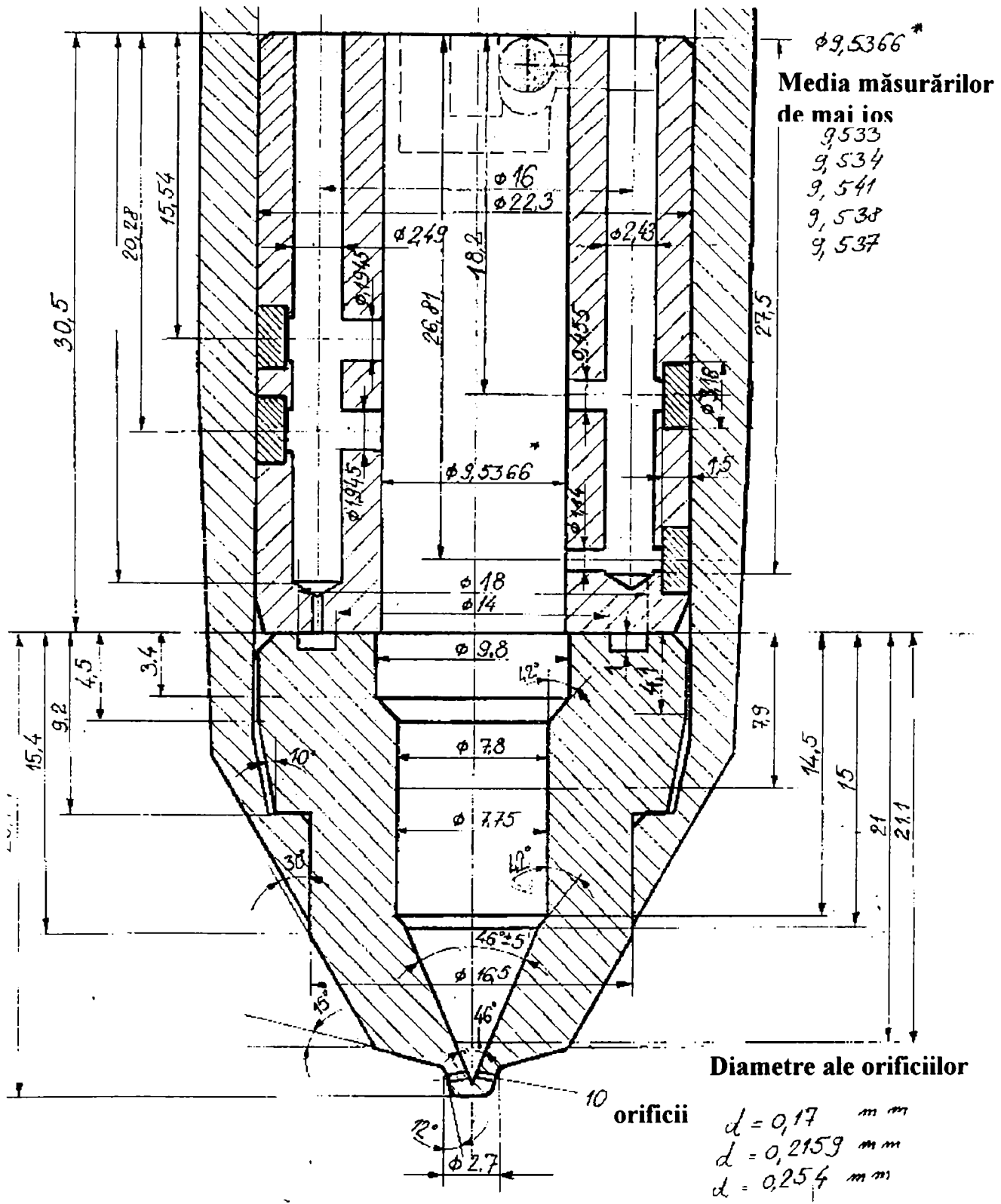
Universitatea "POLITEHNICA" Facultatea de Mecanică Laboratorul: Motoare termice	Denumirea caracteristicii:	pagina /pagini 2 / 6
		Diafragma: 15 mm
Data: 26 sept. 1999	Temperatura ambiantă: 26 °C Presiune ambiantă: 1012 mbar Factorul de corecție: k =	OBSERVAȚII: factor de amplificare 10bar/1v
Identificarea motorului: Marca: LBA 450 Aprindere: MAC S/D: 80/85 mm/mm Raportul de comprimare 17,5 (-) Supraalimentare aspirat Avansul 17,5 °RAC	Operatori la stand: 1. POP GEORGHE 2. RADIVOJE PESIC 3.	
Date despre combustibil	Categ MOTORINA tip. D2 Densitate: 0,8g/cm ³	

	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.
n (rot/min)		1400	1600						
F (daN)		0,55	1,5						
P _e (kW)									
P _{e k} (kW)		0,56	1,76						
M _e (Nm)									
M _{e k} (Nm)									
L _e (kJ/dm ³)									
L _{e k} (kJ/dm ³)		0,107	0,292						
V _{cc} (cm ³)		5	10						
t _{cc} (sec)		66,6	68,2						
C _h (kg/h)									
c _e (g/kWh)		277,2	299						
H _{apă} (mm)		101	130						
Q _{av} (m ³ /h)									
Q _{am} (kg/h)									
λ (-)		4,87	2,93						
η _v (-)		0,87	0,84						
T ₁ (°C)		26,5	26,5						
T ₂ (°C)		28,7	29,3						
T ₃ (°C)									
T ₄ (°C)		157	193						
T ₅ (°C)		63,4	69,2						
Fum (CB)		1,0	3,8						
Fișier: pres.		6P1	B7						
Fișier:									
Fișier:									

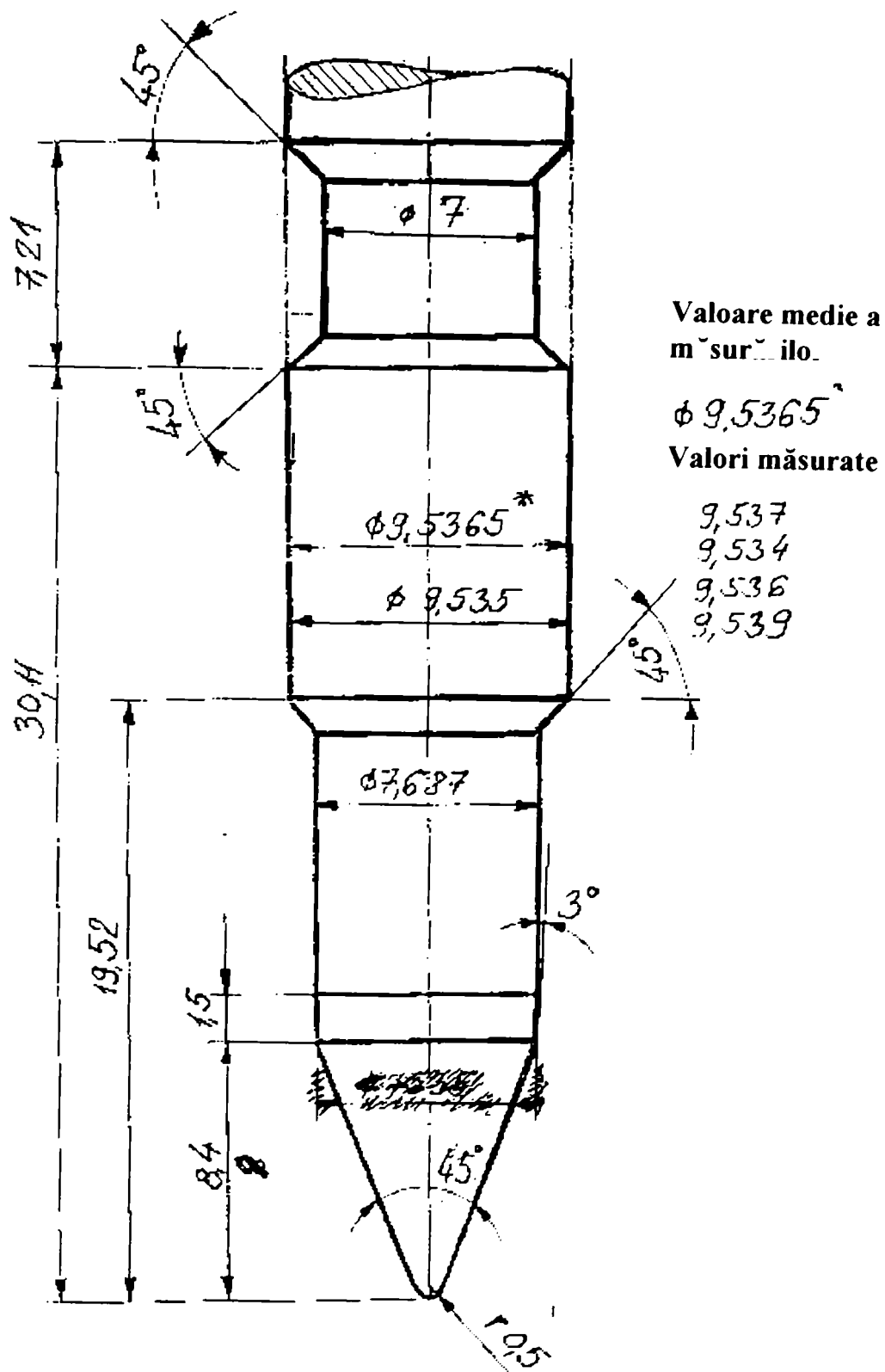
ANEXA D



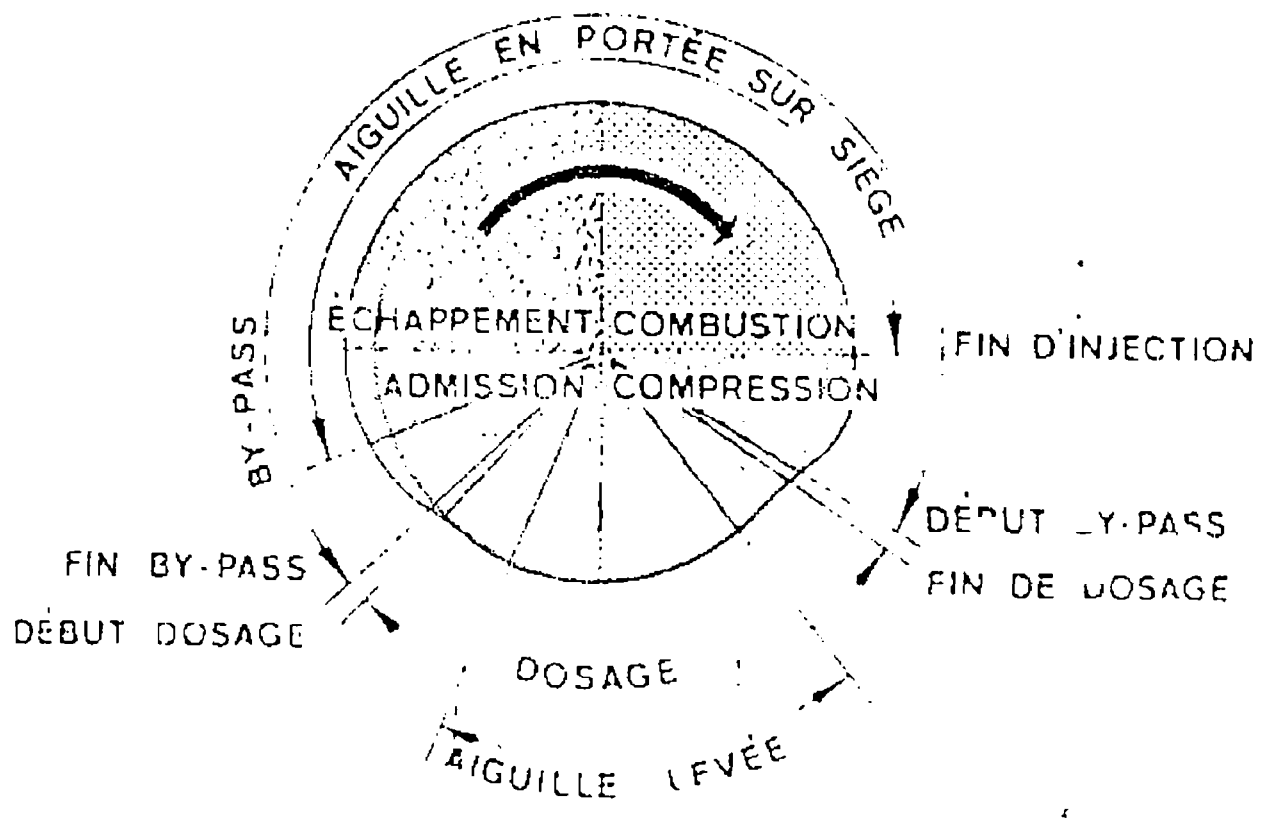
Subansablul cilindru-duză-ac piston



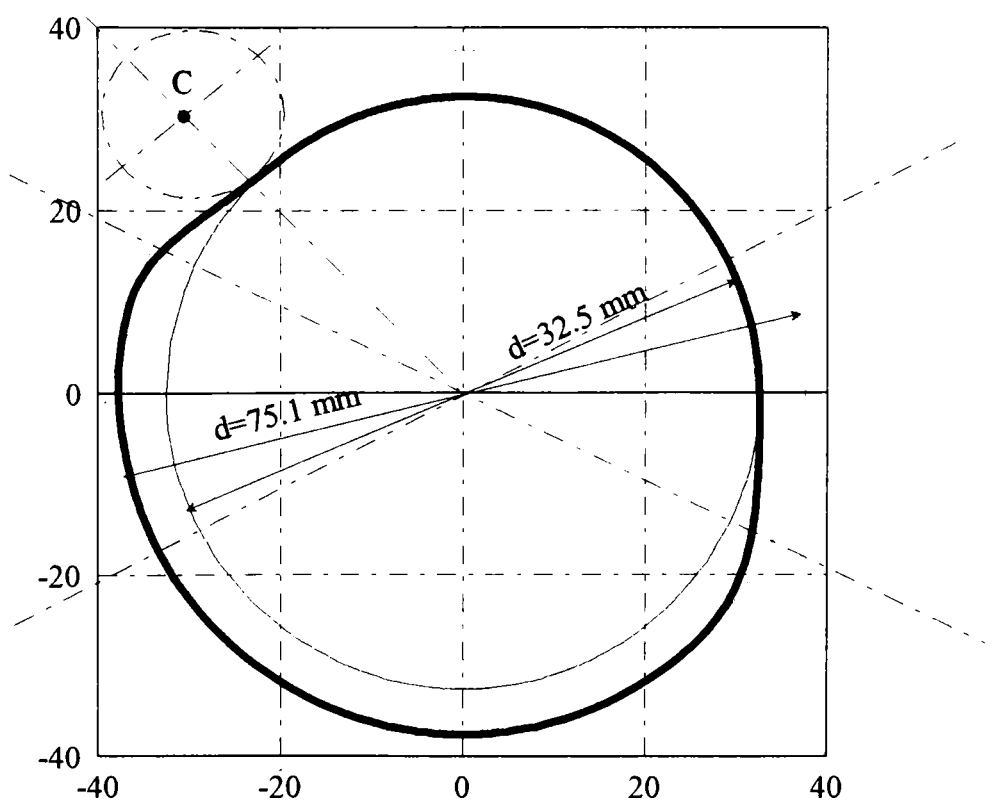
**Principalele dimensiuni ale
 subansablului cilindru-duza pulverizator**



**Principalele dimensiuni ale
acului piston**



Détails du cycle d'injection pendant les quatre temps du moteur



Descrierea profilului și principalele dimensiuni ale camei