

MINISTERUL EDUCĂȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÎNTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "GHEORGHE PUJA" TIMIȘOARA
Facultatea de mecanică

Ing. Al. De Teo

CONTRIBUȚII LA STUDIUL ADAPȚĂRII CARACTERULUI DE
RIGIDITATE ALI ÎNTR-UN SISTEM DE ÎNCRĂCĂȘARE PENTRU UN
SISTEM DE ÎNCRĂCĂȘARE DE VITELĂ LA ÎNCRĂCĂȘARE
PENTRU ÎNCRĂCĂȘARE

tesă pentru obținerea titlului
științific de doctor inginer

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC

Prof.dr. ing. V. Borincan

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

- 1982 -

| | |
|--------------------------|-------|
| INSTITUTUL DE ÎNVĂȚĂMÎNT | |
| Volume | 43400 |
| După | 331 |

压燃式发动机涡流燃烧室高速适应性的研究

在本论文中,著者对高速压燃式发动机涡流燃烧室的合理化和最佳化作了发展研究。

全文共八章。

第一章“绪论”对全文作了扼要介绍,也介绍了著者的主要贡献。

第二章分析了近50年来中国和世界各国关于涡流室内的空气运动、混合气形成和燃烧方面的主要著作。

第三章研讨了涡流燃烧室内空气运动和混合气形成的数学模型。

第四章利用三维液流模型研究了吊钟型涡流室的空气运动。

第五章描述了:实验研究方法,测量参数,单缸试验机和多缸495-Q型试验机的实验装置及其校正。

第六章是本论文最重要的一章。它论述了在广范围的转速范围内各种结构形式和尺寸的涡流燃烧室的性能实验研究结果。而经最佳化的燃烧室在单缸试验机上在1400-3000转/分和8-16马力下运行时,其耗油率大都在175-185克/马力·小时范围内。可以认为,其动力指标和经济指标都达到了世界先进水平。

第七章介绍了常州柴油机厂制造的495Q多缸涡流燃烧室式发动机的一些研究结果;也介绍了上海工农动力机厂的6105Q型多缸发动机进气性能的某些研究结果。这些研究结果证实了单缸试验机上所获得的良好性能。

第八章是本博士论文中各项研究的总结论。

文末附录有设计机程序,它是基于单缸试验机上所获得的 $p-\alpha$ 图拟订的。

Contributions to the study compression-ignition
engines equipped with accurate swirl chambers
by high speeds

Abstract

In the present work the author develops researches about swirl chamber optimization for a high speed compression ignition engine.

The work contains eight chapters:

The first chapter "Introduction" presents the importance, the abstract of the work and the principal contributions of the author.

The second chapter analyses the principal scientific works of P.R. of China and world in the last 50 year's about the moving, mixture formation and burning in the compression-ignition engines, with swirl chamber.

The third chapter treats the mathematical modelling of the mixture formation and burning in swirl chamber.

In the fourth chapter the air moving in the swirl chamber is researched, using a dynamic two dimensional model with liquid.

The fifth chapter describes: the experimental research method, the research program, the measured parameters, the gear gauging and the experimental facilities for the single cylinder and the polycylinder engines 4.95 cc.

The sixth chapter is the most important part of the doctor thesis in which the experimental results of the performance correlation with the architecture of the combustion chambers by speeds are presented.

The optimized chamber can be applied for speeds between 1400-3000 r/min and the single cylinder engine develops a real power of 8 - 12 HP with a specific fuel consumption of 175 - 185 g/kwh.

It can be estimated that the developed energy resolution lies between the best realizations of the world.

The seventh chapter contains the researches with polycylinder engines fitted with the optimized chamber 4.95 cc manufactured in the Engines Plant Cheng Zhou and 6.125 manufactured in the Engines Plant Shanghai.

The research results confirm the very good performances obtained with the single cylinder engine.

The eight chapter comprises the general conclusions of the doctor thesis researches.

The Appendix gives the programmed computation of the heat release for the single cylinder engine $p - \alpha$ diagram

Beitrag zum Studium der Anpassung für hohe
Umdrehungszahlen der Brennkammer von den
Selbstzündmotoren mit Wirbelkammer

In der vorliegenden Arbeit der Verfasser entwickelt Forschungen über die Optimierung der Wirbelkammer für einen schnellaufenden Selbstzündmotor.

Die Arbeit enthält acht Kapiteln:

Das erste Kapitel "Einleitung" stellt die Bedeutung, die Zusammenfassung der Arbeit und den Hauptbezug des Verfassers vor.

Das zweite Kapitel analysiert die bedeutendsten wissenschaftlichen Arbeiten der letzten 50 Jahren von V.P.China und der Welt über die Luftbewegung, Gemischbildung und Verbrennung in der Wirbelkammer der Selbstzündmotoren.

Das dritte Kapitel behandelt die mathematische Modellierung der Luftbewegung und der Brennstoffeinteilung in der Wirbelkammer.

In dem vierten Kapitel wird die Luftbewegung mit einem zweidimensionalen Modell mit Flüssigkeit geforscht.

Das fünfte Kapitel beschreibt die Forschungsmethode, das Forschungsprogramm, die gemessenen Parameter, die Aichung der Geräte, die Forschungsanlage des Zylindermotors und des Mehrzylindermotors 4.35 Q.

Das sechste Kapitel ist der bedeutendste Teil der Doktorarbeit, in welchem die Forschungsergebnisse der Kammerrotation mit der Leistung der Brennkammer bei hohen Umdrehungszahlen vorgestellt wird.

Die optimierte Brennkammer ist anwendbar für Umdrehungszahlen zwischen 1400-3000 U/min und der Zylindermotor entwickelt eine Nutzleistung von 3 - 12 P.S. mit einem Brennstoffverbrauch von 175-195 g/P.S.t. Man kann schätzen dass die entwickelte energetische Lösung ist zwischen den besten Ausführungen der Welt.

Das siebente Kapitel enthält die Forschungen für den 4.35 Q Motor erzeugt bei den Motorenwerke Chang-Zhou und für den 6.105 erzeugt bei den Motorenwerke Shanghai.

Die Forschungsergebnisse bestätigen die sehr gute erlangene Kennwerte mit dem Zylindermotor.

Das achte Kapitel gibt die allgemeine Schlussfolgerungen der Berechnungen von der Doktorarbeit.

Die Beilage enthält die programmierte Berechnung der Durchbremsfunktion für den $p - \alpha$ Diagramm des Sinylinienmotors.

**Contributions à l'étude de l'adaptation des
chambres à combustion des moteurs à allumage
par compression à chambres séparées de tour-
billon aux hautes vitesses**

résumé

Dans l'ouvrage l'auteur développe des recherches pour l'optimisation des chambres de tourbillon d'un moteur à allumage par compression rapide.

L'ouvrage a huit chapitres:

Le premier chapitre "Introduction" nous présente l'importance, le résumé de l'ouvrage et les principales contributions de l'auteur.

Le deuxième chapitre analyse les principaux ouvrages scientifiques de R.P.China et du monde, des derniers 50 ans sur: le mouvement de l'air, la formation du mélange et de la combustion dans le moteur à allumage par compression à chambre séparée de tourbillon.

Le troisième chapitre traite le modèle mathématique du mouvement de l'air dans la chambre de tourbillon, en utilisant un modèle bi-dimensionnel avec liquide.

Le cinquième chapitre décrit la méthode des recherches expérimentales, le programme de recherche, les paramètres mesurés, l'étalonnage des appareils et l'installation expérimentale pour le moteur monocylindre et polycylindre 4.95 cc.

Le sixième chapitre c'est la plus importante part de la thèse de doctorat dans laquelle on présente les résultats expérimentaux de la corrélation des performances avec l'architecture de la chambre de combustion à hautes vitesses.

La chambre de combustion optimisée peut être utilisée pour les vitesses comprises entre 1400-3000 r/min, et le moteur monocylindre développe une puissance effective de 3 - 12 CV, la plupart avec un consommation spécifique de 175-135 g/kWh.

On peut apprécier que la solution énergétique développée dans l'ouvrage est parmi les meilleures réalisations du monde.

Le septième chapitre contient les recherches sur les moteurs polycylindriques à la chambre optimisée 4.95 cc fabriqué dans l'Usine des moteurs de Chang Zhou et 6.105 fabriqué à

l'Usine des moteurs Shanghai.

Les résultats expérimentaux confirment les performances très bonnes obtenus avec le monocylindre. . .

Le huitième chapitre comprend les conclusions générales des recherches de la thèse de doctorat.

Dans les annexes on donne le calcul programé de la chaleur dégagée par la combustion pour le diagramme $p - \alpha$ du moteur monocylindre.

ВКЛД В РАЗРАБОТКУ ПРИМЕНЕНИИ ВИХРЕВАЯ КАМЕРА СГОРАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ СО ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ НА ВЫСОКИХ ОБОРОТАХ

В настоящей работе автор сообщает исследованию над рационализацией и оптимизацией вихревой камеры скорной двигателя с воспламенением от сжатие.

Работа содержит восемь глав.

Глава I «Введение» представит ценное резюме и важный взгляд автора.

Глава 2 анализирует главные научные работы из Китайской Народной Республики и всего мира в последние 50 лет по движению воздуха, смесеобразование и сгорания в двигателях с разделенными вихревыми камерами сгорания.

Глава 3 разрабатывает математическое модели движения воздуха и смесеобразования в вихревой камере сгорания.

Глава 4 исследоват движение воздуха в вихревой камере, используя три-размер модель с жидкостью.

Глава 5 описывает метод исследований, програму исследования, параметры измерений, тарировка аппаратуры и экспериментально исследование, для моноцилиндра и двигателя полицилиндра 4.95 Q.

Глава 6 являются важная часть докторской диссертация, которая излагает экспериментальные результаты и связь с конструктивными параметрами и формами камеры сгорания на высоких оборотах.

Оптимизация камеры сгорания может быть использована для чис оборотов лежащих между 1400 - 3000 об/мин, а двигатель эффективно мощности из 8 - 16 л.с., в большинство, с удельный расход топлива в 175 - 185 г/л.с.ч.

можно оценивать, что метод развития энергетики является с самых лучших достижений в мире.

Глава 7 содержат исследование о двигателях, полицилиндром предусмотренным с оптимальной камерой 4.95Q, конструкции завода Дизеля из шанг-Зхуу и 6105 построенного на моторном заводе в Центр.

результаты исследования подтверждает очень хорошие показатели двигателям моноцилиндра.

Глава 8 содержат общие выводы докторской диссертации.

Приложение дано програму калькулятора, разработанный на основе индикаторная диаграмма моноцилиндра.

1. C U P U N I U R I

| | <u>pagina</u> |
|---|---------------|
| I. Cuprins. | I |
| II. Principalele notații și abrevieri utilizate. . . | IV |
| III. Lista prescripțiilor oficiale respectate. . . . | VI |
| Profaza | 1 |
| 1. Introducere. | 3 |
| 1.1. Importanța tezei pe plan național și mondial. . | 3 |
| 1.2. Conținutul și forma de prezentare a tezei . . . | 3 |
| 1.3. Principalele contribuții originale. | 3 |
| 2. Studiul critic al lucrărilor mai importante din domeniul proceselor de formare a amestecului și de ardere în camerele de ardere ale motoarelor cu aprindere prin comprimare cu camere separate de virtej | 11 |
| 2.1. Mișcarea aerului în camere separate de virtej | 11 |
| 2.2. Formarea amestecului și arderea în camerele de ardere cu cameră separată de virtej | 22 |
| 2.3. Influența temperaturilor pereților asupra forma- rii amestecului și arderei în motorul Diesel ra- pid cu cameră separată de virtej | 35 |
| 2.4. Poluarea aerului produsă de motoarele cu aprin- dere prin comprimare cu cameră separată de virtej | 33 |
| 2.5. Corelația dintre arhitectura camerei de ardere cu cameră separată de virtej și performanțele mo- torului | 41 |
| 2.6. Concluzii | 43 |
| 3. Modelarea fizică și matematică a mișcării aerului și a repartiției combustibilului în camerele sepa- rate de virtej | 52 |
| 3.1. Mișcarea aerului în camera separată de virtej. . | 52 |
| 3.2. Influența pereților camerei asupra virtejului. . | 56 |
| 3.3. Repartiția combustibilului în camera separată de virtej | 53 |
| 3.4. Concluzii | 62 |
| 4. Cercetarea mișcării aerului în camera separată de virtej cu ajutorul unui model dinamic bidimen- sional cu lichid. | 63 |

| | <u>Pagina</u> |
|---|---------------|
| 4.1. Generalități | 63 |
| 4.2. Stabilirea criteriilor de similitudine | 63 |
| 4.3. Metoda de cercetare experimentală | 65 |
| 4.4. Rezultate experimentale | 67 |
| 4.5. Concluzii | 72 |
| 5. Metoda de cercetare experimentală | 73 |
| 5.1. Programul de experimentare | 73 |
| 5.2. Parametrii măsurăți și metodele lor de măsurare | 77 |
| 5.3. Stabilirea aparatului utilizat și precizia pa- rametrilor mășurați | 82 |
| 5.4. Ansamblul instalației experimentale. | 85 |
| 5.5. Metodele de determinare a performanțelor. | 93 |
| 5.6. Concluzii | 94 |
| 6. Rezultatele cercetării experimentale pentru core- larea performanțelor motorului cu arhitectura ca- merelor de ardere la turații înalte. | 95 |
| 6.1. Generalități asupra soluțiilor energetice cercetate. | 95 |
| 6.2. Influența arhitecturii camerei separate de virte- tej | 96 |
| 6.3. Influența canalului de legătură dintre camera se- parată de vortice și camera principală | 104 |
| 6.4. Influența arhitecturii camerei principale. | 111 |
| 6.5. Influența orificiului suplimentar de pornire. | 117 |
| 6.6. Rezultatele cercetării experimentale a camerei de ardere optimizate. | 118 |
| 6.7. Analiza procesului de ardere în camera separată de vortice | 120 |
| 6.8. Concluzii | 125 |
| 7. Rezultatele cercetării de dezvoltare pe peliculină dri | 127 |
| 7.1. Determinarea siguranței în funcționare | 127 |
| 7.2. Determinarea coeficientului de umplere. | 127 |
| 7.3. Determinarea pierderilor mecanice și a radianșan- tului mecanic. | 128 |
| 7.4. Diagrama indicată | 131 |
| 7.5. Concluzii | 132 |

III

| | <u>Pagina</u> |
|---|---------------|
| 3. Concluzii generale | 133 |
| 3.1. Concluzii asupra cercetărilor teoretice . . | 133 |
| 3.2. Concluzii asupra cercetărilor experimentale și a valorificării cercetărilor | 135 |
| Bibliografie | 138 |
| ANEXE: | |
| Anexa 1: Analize diagramei indicate cu ajutorul cal- culatorului electronic. | 147 |
| Anexa 2: Program de calcul în limbaj Fortran: Oxii- negres, listing | |
| Notă: autobiografică în limba engleză și română | |

II. TOTULI, SIMBOLULI, INDICI

| Simbol | Denumirea | U.M. |
|---------------------------------|---|--|
| Alfabetul latin | | |
| A. Notatii | | |
| a | accelerație, viteza de propagare a sunetului | m/s ² , m/s |
| c | viteza pistonului | m/s |
| D | alesaj | mm |
| d | diametru, lățimea canalului de legătură | mm; cm |
| e | devierea jetului de combustibil | mm |
| F _p | aria pistonului | cm ² |
| f _k | aria secțiunii canalului de legătură | mm ² |
| G _o | consumul specific de combustibil | g/cv.h |
| h | înălțimea părții cilindrice a camerei separate de virtej | mm |
| H ₁ | puterea calorică inferioară a combustibilului | kcal/kgf |
| i | entalpie specifică | kcal/kgf |
| k | exponent adiabatic | - |
| L | grosimea inserției calde | mm |
| L _o | cantitatea teoretică de aer necesară arderii | kgf aer/kgf comb. |
| l | lungimea canalului de legătură | mm |
| M _o | momentul motor efectiv | kgfm |
| N _o | puterea efectivă | cv |
| n | turația | r/min |
| p | presiune | kgf/cm ² |
| Q | căldură | kcal |
| q | căldură pe unitatea de cantitate | kcal/kg |
| u | constanta gazului, raza camerei de virtej | kgfm/kgfK; mm |
| α | grad de rotație a rezei arborelui | ° grad |
| r | rază | mm |
| s | cursa pistonului | mm |
| t _r , t _r | temperatura gazelor reziduale, temperatura gazelor evacuate | K °C |
| t | timpul | s |
| u | energie internă specifică | kcal/kgf |
| V | volumul | m ³ ; dm ³ ; cm ³ |
| v | volumul specific | m ³ /kgf |
| V _o , V _h | cilindreea unitară | dm ³ ; cm ³ |

| 1 | 2 | 3 |
|---------------------------|---|---------------------|
| v | viteza | m/s |
| Alfabetul grec | | |
| α | unghiul rasei arborelui | $^{\circ}$ AA |
| β | unghiul de avans la injecție | $^{\circ}$ AA |
| Γ | circulația curentului | - |
| δ_k | raport volumic | - |
| ε | raport de comprimare volumic | - |
| η_v | coeficient sau grad de umplere | - |
| λ | coeficientul excesului de aer | - |
| μ | coeficient de debit | - |
| ν | viscozitate cinematică | m^2/s |
| ξ_m | constanta debitometrului de vîrtej | lit/l |
| κ | exponentul adiabatic | - |
| $\rho = \frac{\sigma}{g}$ | densitatea | $kgf \cdot s^2/m^4$ |
| τ | timp | - |
| φ | unghiul de inclinare al conului de legătură | grad |
| ω | viteza unghiulară | rad/s |

B. Indici

- e - efectiv
- i - indicat, de injecție
- m - media
- max. - maximă
- min. - minimă

III. Lista prescripțiilor oficiale reamcitate

1. G.B. 1105-74: Beijing R.P.China: "Încercarea motoarelor cu ardere internă"
2. STAS 395-73: "Mărimi și constante fizice. Simboluri".
3. STAS 1647-70: "Cildură. Terminologie".
4. B.S. 1042: "Flow Metering"
5. STAS 8421-77: "Percupluri tehnice".
6. STAS 8420-77: "Termometre cu rezistență"
7. STAS 5745-76: "Motoare cu ardere internă cu piston cu mișcare alternativă"
8. STAS 6635-76: "Motoare cu ardere internă pentru autovehicule".
Reguli și metode de încercare pe banc.
9. ISO 2710: "Reciprocating Internal Combustion engines.
General definitions".
10. DIN 6270-70: "Leistungsbegriffe, Leistungsangaben, Verbrauchsangaben, Bezugszustand".
11. GOST 18509-73 Moskva: "Încercarea motoarelor cu ardere internă".
12. STAS 10455/6-77: "Terminologie în informații. Programarea calculatoarelor numerice".

CONCLUZII

Principalele cerințe, în stadiul actual de dezvoltare al motoarelor de tracțiune rapide, sînt: puterea litrică și economicitatea ridicată, masa pe unitatea de putere, gabaritul și costul redus, pornirea ușoară și posibilitatea de polioasturare.

Majoritatea acestor cerințe pot fi îndeplinite prin creșterea puterii litrice, posibilă prin creșterea turației și a presiunii medii efective.

Creșterea turației la motoare cu aprindere prin comprimare implică nu numai creșterea solicitărilor mecanice datorate forțelor maselor, proporționale cu pătratul turației, dar și scăderea duratei de formare a amestecului și a arderii.

Turațiile cele mai mari ale motoarelor diesel rapide au fost realizate cu camere separate de vîrtej, motiv care l-a determinat pe autorul tezei să abandoneze cercetarea adaptării acestui tip de cameră pentru turații înalte.

Scopul principal al cercetării a fost dezvoltarea unei noi soluții energetice pentru motoare cu aprindere prin comprimare destinate tracțiunii rutiere în A.R.China, pe lângă elucidarea unor aspecte cu caracter fundamental a formării amestecului și a arderii în camerele separate de vîrtej.

Cercetarea sistematică a procesului de formare a amestecului și arderii a condus la stabilirea parametrilor principali pentru optimizarea dimensiunilor: camerei separate de vîrtej, canalului de legătură, înecției calde și a camerei principale.

Optimizarea camerei de ardere a fost completată și cu cercetările necesare optimizării instalației de injecție și de admisiune. Totodată s-a realizat o soluție originală pentru a reduce durata pornirii, iar prin aplicarea procedurii la camera separată de vîrtej s-a redus nivelul de zgomot, cantitatea de emisii poluante și s-au îmbunătățit calitățile de polioasturare.

Prin rezultatele obținute într-o activitate de cercetare de peste șapte ani în A.R.China și de doi ani în A.S.

domeniul, teza de doctorat aduce contribuții noi în domeniul motorilor cu aprindere prin comprimare rapide cu camere separate de viteză și totodată completează cu noi rezultate aplicative și cu caracter fundamental acest domeniu.

Teza aduce contribuții importante la reducerea consumului de combustibil, a emisiilor poluante, a nivelului de zgomot, a îmbunătățirii pornirii și a polioarburării.

În încheiere, autorul mulțumește în mod deosebit prof. dr.ing. Berindean Vasile pentru sprijinul și îndrumările date pentru elaborarea și controlul științific al lucrării.

Mulțumiri mai adresează tehn. principală Fîru Mihai pentru amos susținută în vederea realizării modelului dinamic bi-dimensional și celor care au asigurat condițiile tehnice necesare multiplicării și executării părții grafice a lucrării: ing. Feia Ioan, desenator tehnic Petrovici Costerina, desenator tehnic Popovici Stella și absolvent ing. Iones Constantin, precum și tuturor membrilor Catedrei de termotehnică și mașini termice, dintre care în mod deosebit ing. Opriga Paul Dan pentru programarea pe calculatorul Felix C 256 a calculului caracteristicii de degajare a căldurii și a aproximării acesteia printr-o caracteristică Vito.

1. INTRODUCERE

1.1. Importanța tezei pe plan național și mondial

Motoarele cu aprindere prin comprimare cu cameră separată de vîrtej au cunoscut o dezvoltare foarte mare în R.P. China, pentru tractoare, pompe, mecanizarea agriculturii, silviculturii și transport rutier. O privire de ansamblu asupra acestei dezvoltări este prezentată în tabelul nr.1.

Camera separată de vîrtej este utilizată pe scară largă și pe plan mondial, din cauza avantajelor pe care le are:

1. Consumul specific de combustibil redus, într-un domeniu larg de turații, ceea ce îi asigură o economicitate foarte bună în regimurile de exploatare ale automobilelor și tractoarelor.

2. Posibilitatea utilizării unei game mai largi de combustibil decît la camerele unitare, din cauza sensibilității mai mici la calitățile fizice și chimice ale combustibilului.

3. Tehnologia de fabricație și în special a instalației de injecție mai simplă, ce reduce costul motorului mai redus.

4. Emisiile poluante și zgomotul de funcționare mai reduse.

5. Presiunile maxime de ardere mai mici și turațiile mai mari permit realizarea motoarelor cu cameră separată de vîrtej cu masă pe unitatea de putere și cu dimensiuni mai reduse decît cele cu cameră unitară.

Importanța motoarelor cu cameră separată de vîrtej pe plan național în R.P.China și internațional, a conștientizat-o numeroase lucrări de cercetare și dezvoltare în R.P.China și pe plan mondial, în vederea creșterii performanțelor lor și în special a turației.

1.2. Conținutul și forma de prezentare a tezei

Lucrarea cuprinde un volum cu textul sistematizat în 3 capitole, 100 figuri, dintre care 23 fotografii, 135 relații numerotate, 3 tabele și 111 referiri bibliografice, 2 anexe.

Tabloul nr.3

Valori de calculare cu camera separata de viziola, organizate in medelina

| | | | | | | | | | | | | | |
|---|----------|----------|--------|-----------------------|---------|---------|---------|------------|-----------|------------|---------|-----------|---------|
| Tipul motorului | 165 | 170 | 175 | 180 | 185 | 190 | 195 | 200 | 205 | 210 | 215 | 220 | 225 |
| Alteaj D | 65 | 70 | 75 | 80 | 85 | 90 | 95 | 100 | 105 | 110 | 115 | 120 | 125 |
| Alteaj S | 70 | 75 | 80 | 85 | 90 | 95 | 100 | 105 | 110 | 115 | 120 | 125 | 130 |
| Putere efectivă pe cilindru/totală | 3,0/2600 | 4,0/2600 | 6/2600 | 13,7/3000 | 17/3000 | 12/1500 | 15/2000 | 13,75/1500 | 21,4/2000 | 13,75/1500 | 14/1400 | 13,8/1500 | 14/1400 |
| Numărul de cilindri | 1 | 1 | 1 | 1,2,4 | 1,2,3,4 | 1,2,4,6 | 2,4 | 2,4 | 2,4 | 2,4 | 2,4 | 2,4 | 2,4 |
| Disponibilitatea cilindrilor | linie | linie | linie | linie | linie | linie | linie | linie | linie | linie | linie | linie | linie |
| Numărul total de motoare produse până la prezent | | | | > 3 x 10 ⁶ | bucătă | | | | | | | | |
| Puterea efectivă a motoarelor produse până în prezent | | | | > 4 x 10 ⁷ | CP | | | | | | | | |
| Produsă pe an | | | | > 3 x 10 ⁵ | CP | | | | | | | | |

PLANUL DE CONȚINUT AL TEZEI

1. Introducere

În cadrul capitolului 1 se prezintă importanța tezei pe plan național și mondial, precum și dezvoltarea motoarelor Diesel rapide de tracțiune rutieră și de tractoare din R.P. China. După care se tratează forma și conținutul tezei și principalele contribuții ale autorului tezei.

2. Stadiul critic al lucrărilor mai importante din deceniul proceselor de formare a amestecului și de ardere în motoarele cu aprindere prin comprimare cu camere separate de vîrtej

Capitolul 2 constituie partea monografică a lucrării pentru:

- Mișcarea aerului în camere separate de vîrtej

Subcapitolul cuprinde o sintesă a principalelor lucrări elaborate în ultimii 50 de ani pe plan mondial, asupra mișcărilor aerului din camere separate de vîrtej. Se arată modul în care diferiți cercetători au apreciat natura vîrtejului forțat, liber sau semiliber.

Se evidențiază lucrarea [15] în care s-a elaborat un model matematic a mișcării aerului în camere separate de vîrtej cu luarea în considerare a condițiilor de limită și lucrarea [16] în care pentru cercetare se folosește vizualizarea curenților de aer cu plasmă.

- Formarea amestecului și arderea în camerele de ardere cu camere separate de vîrtej

Principalele cercetări privitoare la formarea amestecului și la ardere în camerele împărțite cu camere separate de vîrtej au stabilit:

- legea de mișcare a picăturii de combustibil în aerul aflat în mișcare și traiectoriile sale, în cazul unui vîrtej parțial și a unui corp solid;

- traiectoriile gazelor de ardere, calculându-se raportul dintre densitatea aerului și a gazelor;

- influența mișcării aerului asupra jetului de com-

combustibil și influența aplicării combustibilului pe perete;

- caracteristicile vitezelor de degajare a căldurii prin metoda ionizării.

- Influența temperaturilor pereților asupra formării amestecului și arderei în motorul Diesel cu cameră separată de viteză

Analiza lucrărilor privitoare la influența temperaturilor pereților camerei separate de viteză a demonstrat că:

- direcția jetului de combustibil are în general o influență mai mare asupra formării amestecului decât temperatura pereților, cu excepția funcționării la plină sarcină, când influența temperaturilor este mai mare;

- temperatura pereților influențează mult întinzirea la aprindere, presiunea maximă și viteza de creștere a presiunii.

- Reducerea aerului produsă de golurile cu aprindere prin comprimare cu cameră separată de viteză
Lucrările elaborate în acest domeniu au ca obiect:

- reducerea emisiilor de oxizi de azot prin recircularea gazelor arse și prin răcirea aerului admis în motor;

- influența poziției injectorului și a construcției pulverizatorului asupra emisiilor poluante.

- Corelația dintre arhitectura camerei de ardere cu cameră separată de viteză și performanțele motorului

În literatura de specialitate există numeroase lucrări privitoare la corelația dintre arhitectura camerei de ardere cu cameră separată de viteză și performanțele motorului, dintre care lucrările autorului cercetează foarte detaliat influențele factorilor constructivi asupra performanțelor motorului.

3. Modelarea fizică și matematică a mișcării aerului și a repartiției combustibilului în camera separată de viteză

Se tratează modelarea mișcării aerului și a repartiției combustibilului în cameră separată de viteză prin:

- aprecierea vîrtejului ca un vîrtej a cărui structură variază între vîrtejul de corp solid și liber în funcție de condițiile termogasdinamice și constructive ale camerei de vîrtej;

- corelarea mișcării picăturilor de combustibil cu mișcarea aerului ca luarea în considerare aplicarea unei părți de combustibil pe perete, mică formarea amestecului se consideră spațial-peliculară.

4. Cercetarea mișcării aerului în camera separată de vîrtej cu ajutorul unui model dintr-un mediu bidimensional sau lichid

După o scurtă prezentare a rezultatelor cercetărilor pe plan mondial referitoare la modelarea mișcărilor aerului din camera separată de vîrtej, se trece la stabilirea criteriilor de similitudine aplicate pentru modelarea fenomenelor gazdinamice din motoarele cu ardere internă: Oh, Fr, și de.

În continuare se descrie instalația experimentală și metoda de vizualizare utilizată.

Pe baza fotografierii mișcărilor particulelor utilizate pentru vizualizarea s-a stabilit: existența mișcării de vîrtej, mișcările secundare și principalele influențe.

Imaginile fotografiate au permis să se evidențieze influența turajului, a unghiului θ_{JA} și a particulelor folosite pentru vizualizare.

5. Metoda de cercetare experimentală

Capitolul are ca obiect:

- Programul de cercetare experimentală pe monocilindru și policilindru, prezentat sub formă de ordinogramă.

- Parametrii măsurați și metodele lor de măsurare.

- Etalonarea aparatelor utilizate și precizia parametrilor măsurați și în special a debitometrului de vîrtej.

- Ansamblul instalației experimentale realizate pentru monocilindru și policilindru 4.95 G.

- Metodele de determinare ale performanțelor monocilindrului și policilindrului.

6. Rezultatele cercetării experimentale pentru corelarea performanțelor cu arhitectura camerelor de ardere la turată înaltă

Cercetările experimentale au stabilit influențele: a arhitecturii camerei separate de vârtej, a canalului de legătură, a arhitecturii camerei principale și a orificiului suplimentar de pornire.

Pe baza cercetărilor s-a stabilit că forma optimă de cameră separată de vârtej este cea sfero-cilindrică, pentru care s-au stabilit dimensiunile optime.

Fotozată s-au stabilit dimensiunile optime pentru canalul de legătură, inserția caldă și forma optimizată a camerei principale tip "două pene".

Soluția de cameră de ardere optimizată este utilizabilă pentru turată cuprinsă între 1400-3000 r/min, pentru care dezvoltă puteri efective de 3 - 18 kW cu un consum specific de 175 - 185 g/kWh. La urmare se poate aprecia că soluția energetică dezvoltată este la nivelul celor mai bune realizări pe plan mondial.

7. Rezultatele cercetării pe policilindru

Validarea rezultatelor cercetărilor de laborator pe monocilindru a fost realizată prin aplicarea camerei de ardere optimizate la motoarele policilindru de autocărbun 4.95 G fabricat de Jina de motoare din Chang-Zu și 6.105 G fabricat de Jina de motoare din Shanghai. Cercetările efectuate cu motoarele menționate au confirmat performanțele obținute la monocilindru.

8. Concluzii generale

Se prezintă concluziile generale stabilite prin cer-

cerșirile efectuate în cadrul tezei de doctorat.

1.3. Principalele contribuții originale

1.3.1. Contribuții teoretice

- Modelarea vârtejului prin relația lui Rankine, care permite explicarea transformării vârtejului din vârtej forțat în scalliber și liber.

- Modelarea formării amestecului prin corelarea mișcărilor aerului și combustibilului injectat.

- Explicarea formării amestecului spațial pelicular și aplicarea procedurii λ pentru camere separate de vârtej.

- Modelarea caracteristicii de ardere în camera separată de vârtej prin suprapunerea a două mecanisme de ardere cu ajutorul unui raport de repartiție λ_0 variabil după o relație exponențială.

1.3.2. Contribuții experimentale

1.3.2.1. Instalații, aparate, dispozitive și organe de motor

Conceperea, proiectarea și realizarea următoarelor:

- Stani de laborator de cercetări pentru motoare monocilindri și policilindri.

- Debitmetru de vârtej cu o precizie de măsurare superioară celorlalte tipuri de debitmetre - brevet de invenție.

- Monocilindru special de cercetare, de concepție originală, pentru cercetarea soluțiilor noi energetice de motoare Diesel rapide.

- Soluții constructive originale pentru: chiuleși, piston și inserție caldă prin realizarea a:

- 20 de tipuri de camere separate de vârtej;

- 35 de tipuri de camere principale;

- poste LV de inserții calde și canale de legătură

diferite.

- Model dinamic bidimensional din material plastic transparent (stiplex) cu apă, pentru modelarea mișcărilor aerului în camera separată de vârtej tip clopot.

1.3.2.2. Detalii de cercetări

- Stabilirea și prezentarea sub formă de orinograme a unui program de cercetare complex, în vederea optimizării

camerei de ardere pentru turații de 1400-3000 r/min.

- Metoda de măsurare a debitului fluidelor cu ajutorul debitometrului de vîrtej, realizată și aplicată pentru prima dată de autor în R.P.China.

- Elaborarea metodei de experimentare pentru camera separată de vîrtej și camera principală.

- Elaborarea metodei de cercetare pe modelul dinamic bidimensional cu apă prin vizualizarea curenților și a fotografiilor lor.

1.3.3. Contribuții aplicative

- Aplicarea metodelor de măsurare elaborate pentru monocilindru la cercetările efectuate pe poli cilindrici și în special a metodei de măsurare cu debitmetru de vîrtej.

- Dezvoltarea soluției energetice a motoarelor Diesel rapide pentru autocamioane 4.95 t și 6.105 t prin aplicarea camerei de ardere optimizate.

- Perfecționarea tehnologiei chiulelor și pistonelor utilizate pentru cercetările pe monocilindru.

- Conceperea și realizarea J.D.V.-urilor necesare producției în serie a camerei separate de vîrtej și a camerei principale optimizate.

2. STUDIUL MIȘCĂRII AL AERULUI ÎNTR-UN VİRTEJ DE
CĂMERA SEPARATĂ DE VİRTEJUL A ARBORULUI
DE VİRTEJ ÎN CĂMERA DE VİRTEJ
DE VİRTEJ

2.1. Mișcarea aerului în camera separată de vîrtej

Prima ipoteză referitoare la mișcarea aerului în camera separată de vîrtej a fost elaborată de H. Alcock [1] care a considerat că în camera de vîrtej mișcarea aerului este de vîrtej forțat, justificată de trecerea forțată a aerului prin canalul de legătură din cilindru în camera de vîrtej, datorită mișcării pistonului.

Această ipoteză stă la baza elaborării în anul 1935, de către Alcock [2] a expresiei raportului de vîrtej, adăugînd următoarele ipoteze simplificatoare:

- aerul intră în camera separată în direcția canalului de legătură;
- încălzirea de aer se rotește în cameră ca un corp solid;
- masele specifice din camera separată de vîrtej și camera principală sînt egale, deoarece temperaturile din aceste camere nu pot diferi prea mult, iar diferența de presiune nu depășește 1 - 2 bar.

Ca aceste ipoteze, pe baza egalității dintre momentul cantității de mișcare a aerului din camera separată de vîrtej și a momentului cantității de mișcare a aerului ce intră în cameră în intervalul de timp de la începutul comprimării pînă în momentul respectiv, se stabilește expresia vitezei unghiulare a vîrtejului, care împărțită cu viteza unghiulară a arborului cotit, reprezintă raportul de vîrtej (viteză relativă de vîrtej).

După o serie de transformări se obține relația:

$$\Omega = \frac{v_2}{v_1} \frac{\rho_2}{(\varepsilon - 1) \mu \rho_1} \left[\frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\alpha) \int_{\alpha_0}^{\alpha} \frac{(\psi / \alpha)^2}{\frac{1}{\varepsilon - 1} + f(\alpha)} d\alpha \right] \quad (2.1)$$

in care:

- x_1 - distanța pînă la axa canalului;
- A_2 - masa de inerție a volumului camerei de virtej;
- δ_k - raportul volumic;
- V_g - cilindrarea unitară;
- F_k - aria secțiunii canalului;
- μ - coeficient de debit;
- ε - raport de comprimare;
- α - unghiul de rotație al arborelui.

Alți cercetători au propus corelații experimentale a parametrilor rezultate din:

1. Impărțirea raportului de virtej cu valoarea secțiunii timp relativ a canalului de legătură [3] ;
2. Diferența dintre presiunea din camera principală de ardere și cea separată [4] ;
3. Energia cinetică specifică egală cu raportul dintre energia cinetică totală de trecere a aerului prin canalul de legătură în cursa de comprimare și cantitatea de combustibil introdusă pe ciclu [5] .

O relație experimentală interesantă a fost propusă de I. Müttger [6] care stabilește un parametru de apreciere:

$$B = \frac{a \cdot V}{(\varepsilon - 1) F_k} = 68 \frac{l_k}{D_k} - 42 \quad (2.2)$$

unde:

- l_k - înălțimea camerei de virtej;
- D_k - diametrul camerei de virtej.

În alte lucrări [7] [8] , câmpul de viteze ale aerului din camera de virtej se consideră potențial, adică momentul cantității de mișcare este uniform distribuit la toate particulele de aer din cameră:

$$w_\alpha \cdot r = \text{const} \quad (2.3)$$

in care:

- w_α - componenta tangențială a vitezei

Iar pentru a lua în considerare curgerea spre centru datorită pătrunderii aerului pe la periferie și distribuției sale în interiorul camerei, se consideră:

$$w_r \cdot r = \text{const.} \quad (2.4)$$

in care:

w_r - componenta radială a vitezei.

Cu ajutorul relațiilor (2.3) și (2.4) se deduce câmpul de viteză:

$$w_\alpha = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (2.5)$$

$$w_r = \frac{Q}{2\pi r} \quad (2.6)$$

unde:

Γ - mărimea circulației vitezei;

Q - intensitatea curgerii, $Q = 0$ în apropierea p.a.i. când se injectează combustibilul, pentru care pistonul are o viteză foarte mică.

Prin integrarea expresiei momentului cantității de mișcare din camera separată se deduce momentul relativ al cantității de mișcare:

$$M_0 = \frac{M}{M_x} = w_\alpha \cdot r = \frac{\Gamma}{2\pi} \quad (2.7)$$

Expresia lui M_0 se particularizează pentru sfârșitul cursei de comprimare, stabilindu-se relația M_{0c} , care caracterizează intensitatea mișcării de rotație a aerului din camera separată de viteză.

Aprecierea eficienței arderei, raportată numai la camera separată de viteză, fără a lua în considerare camera principală, se face prin introducerea noțiunii consumului relativ de combustibil:

$$g_0 = \frac{G_0}{3600 p_1} \left[\frac{\text{kg/s}}{\text{cm}^2} / \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] \quad (2.8)$$

sau $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} / \text{bar} \right]$

unde:

G_0 - consumul orar de combustibil.

Criteriul de apreciere care leagă parametrii motorului, camerei de viteză și a procesului de funcționare se stabilește astfel:

$$\lambda = \frac{M_{00}}{G_0} \quad (2.9)$$

În lucrarea [9] se calculează procesul de comprimare în camera separată de vîrtej, acceptîndu-se următoarele ipoteze simplificatoare:

- în momentul începerii comprimării, temperatura și presiunea gazelor sînt egale în camera de vîrtej și în camera principală;
- exponentul politropic de comprimare are aceeași valoare în camera principală și camera de vîrtej;
- diferența de presiune dintre camera separată de vîrtej și cea principală poate fi neglijată.

Pe baza ecuației de continuitate și de conservare a momentului cinetic se obțin viteza unghiulară și viteza tangențială pentru cazul vîrtejului potențial și a celui de corp solid.

Studiul teoretic al mișcării aerului din camera separată de vîrtej este continuat în lucrarea [10] în care se creează un model teoretic de mișcare în camera separată de vîrtej cu luarea în considerare a condițiilor de limită spre deosebire de celelalte modele la care volumul camerei este nelimitat (pereți permeabili).

Relațiile au fost stabilite pe baza următoarelor ipoteze simplificatoare:

- aerul este un fluid ideal comprimabil, a cărui densitate depinde numai de timp;
- curgerea aerului are loc într-o cameră cilindrică, vîrtejul este plan cu raza $r_1 = r_1(t)$, care creșterea circulația Γ , iar distanța dintre centrul vîrtejului și cel al camerei este r_0 , fig.2.1;

- curgerea în afară de vîrtej are loc cu un potențial φ .

Experimental [11] rezultă că vîrtejul cilindric este aproape coaxial cu camera, adică $r_0 \approx 0$. $r_1 = r$, totodată se poate modela mișcarea aerului din camera separată de vîrtej prin:

- a - vîrtej de dimensiuni finite ($r_1 > 0$), coaxial cu camera ($r_0 = 0$);

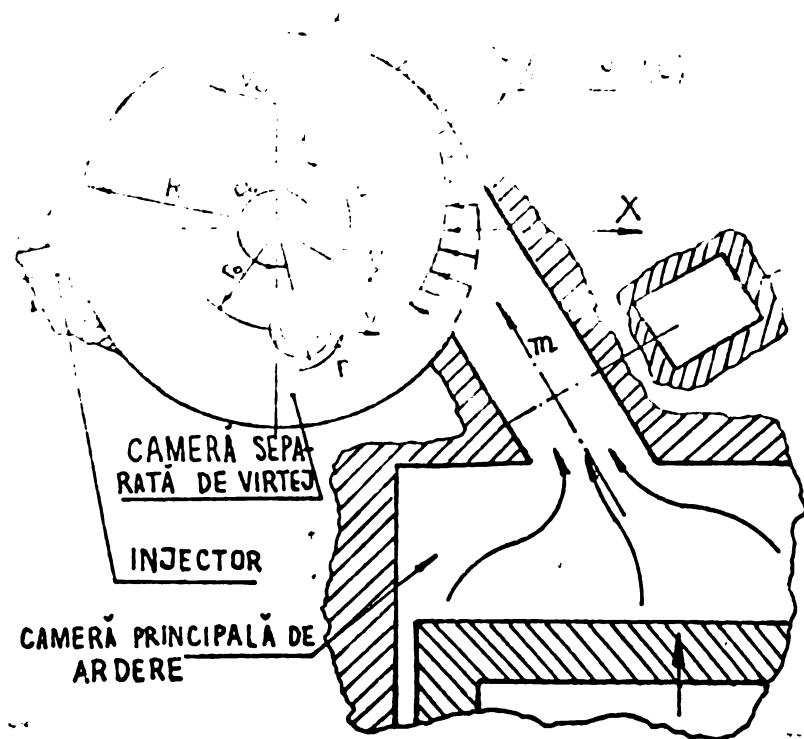


Fig. 2.1. Schemă camerei de ardere

Condițiile la limită sînt următoarele:

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right|_{r=1} = V_r \Big|_{r=1} = \begin{cases} v(\theta, t) \text{ pentru } -\theta_1 \leq \theta \leq \theta_1 \\ 0 \text{ pentru } \theta_1 < \theta < 2\pi - \theta_1 \end{cases} \quad (2.11)$$

$$\int_0^{2\pi} \left. \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \right|_{r=1} d\theta = \int_0^{2\pi} V_\theta \Big|_{r=1} d\theta = \Gamma \quad (2.12)$$

În care:

V_r, V_θ - proiecția radială și tangențială a vitezelor;

$v(\theta, t)$ - proiecția radială a vitezei particulei la intrarea în cameră;

$2\theta_1$ - unghiul la centru a perimetrului camerei ocupat de orificiul de ^{legătura} tranșare a șerului din cilindru în cameră.

Pentru dimensiunile finale ale vortelui:

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right|_{r=r_1} = V_r \Big|_{r=r_1} = \frac{d\Gamma}{dt} \quad (2.13)$$

b - vortej liber
($a_1=0$, r_0 = variabil)

În afară de vortej
cîmpul de viteze din
cameră se rezumă la
soluția ecuației lui
Poisson:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \theta^2} = - \frac{1}{\rho} \frac{d\mathcal{E}}{dt} \quad (2.10)$$

în care:

r, θ - coordonate polare ale particulei din punctul A .

Dacă dimensiunile finale ale vortejului se pot neglija, atunci punctul S de coordonate $r_0 = r_0(t)$, $\varphi_0 = \varphi_0(t)$ se poate considera pe un vortej punctiform.

Condițiile inițiale sînt:

$$S|_{t=0} = 0, \quad \dot{a}_1|_{t=0} = \dot{a}_1^0 \quad (2.14)$$

cînd $\dot{a}_1 = \text{const} = \omega$, în locul condiției a doua din relațiile (2.14) se pot considera coordonatele poziției inițiale pentru vortejul punctiform

$$r_0|_{t=0} = r_0^0, \quad \varphi_0|_{t=0} = \varphi_0^0 \quad (2.15)$$

În cazul camerei de vortej de dimensiuni finite se stabilesc relațiile pentru viteza v_r și v_θ din interiorul vortejului ($0 < r < a_1$):

$$v_r = \frac{da_1}{dt} \frac{r}{a_1} \quad (2.16)$$

$$v_\theta = \frac{\Gamma}{2\pi a_1} \frac{r}{a_1} \quad (2.17)$$

și pentru exteriorul vortejului:

$$v_r = \frac{\partial \varphi}{\partial r} = -\frac{r}{2} \frac{d\varphi}{dt} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{r^{k-1} a_1^{2k} r^{-k-1}}{a_1^{k-1} a_1^{2k} a_1^{-k-1}} (\alpha_k \cos k\theta + \beta_k \sin k\theta) \quad (2.18)$$

$$v_\theta = \frac{\partial \varphi}{r \partial \theta} = \frac{\Gamma}{2\pi r} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{r^{k-1} a_1^{2k} r^{-k-1}}{a_1^{k-1} a_1^{2k} a_1^{-k-1}} (-\alpha_k \sin k\theta + \beta_k \cos k\theta) \quad (2.19)$$

α_k, β_k - coeficienții dezvoltării în serie Fourier a potențialului φ_3 care satisface ecuația lui Laplace pentru $\frac{d\varphi}{dt} = 0$

În fig.2.2 se face o comparație între valoarea teoretică a componentei tangențiale a vitezei v_θ și cea experimentală.

434005
331 G

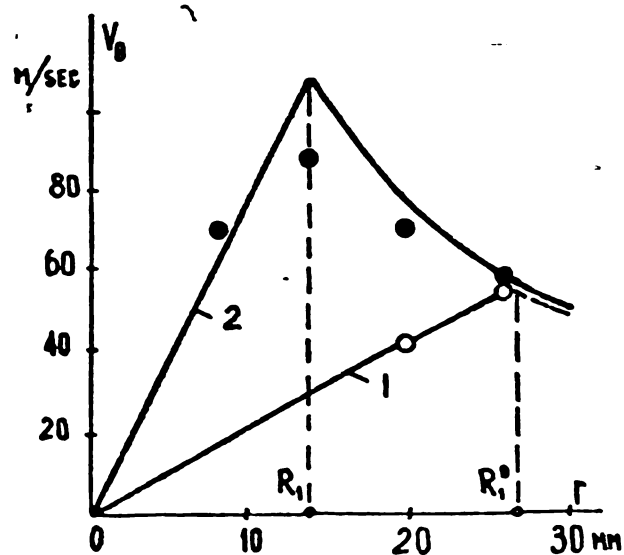


Fig.2.2. 1 - valori calculate teoretic pentru $\alpha = 315^\circ$ A.A.; 0 - valori experimentale pentru $\alpha = 315^\circ$ A.A.; 2 - valori calculate teoretic pentru $\alpha = 360^\circ$ A.A.; • - valori experimentale pentru $\alpha = 360^\circ$ A.A. [11] [12]

2. Pentru camera tip Δ A.M.F. V, valoarea maximă a raportului de viteză este cu 10° A.A. înainte de p.m.i., după p.m.i. cu 20° A.A. valoarea se scade la jumătate.

3. In camera tip Δ A.M.F. V, viteza tangențială este constantă; de aceea vortajul se numește "semi-potențial".

4. In ceea ce privește mișcarea jetului de combustibil se poate aprecia că la motoare cu cilindree mică (V_H) o mare parte din combustibil se injectează pe peretele camerei de ardere.

5. Flacăra, după apariția sa, se deplasează spre centrul de vortaj.

In lucrarea [16] se cercetează experimental mișcarea aerului și așezarea în camera separată de vortaj.

Cercetările au fost efectuate pe un motor monocilindric, a cărui cameră separată de vortaj a fost prevăzută cu o fereastră transparentă. Visualizarea curgerii în camera separată a fost realizată cu ajutorul plăcii prinoase prin descărcările de înaltă frecvență și tensiune produse cu un aparat

Din fig.2.2 rezultă o concordanță bună dintre valorile calculate teoretic și cele experimentale.

Lucrarea [13] analizează caracteristicile vortajului în camera separată de vortaj din punctul de vedere al mecanicii fluidului.

Lucrările [14] și [15] tratează mișcarea aerului, formarea amestecului și arderea în camerele de ardere cu cameră separată de vortaj, din care rezultă:

1. Raportul de viteză, determinat prin fotografiere, în apropierea p.m.i. este mai mare decât cel măsurat cu anemometrul mecanic.

Strobekin. Mișcarea aerului în camera separată a fost fotografiată folosind ca sursă de lumină plasma.

Astfel, la o cameră separată tip Decordo III, s-a constatat că la începutul cursei de comprimare, mișcarea aerului are caracterul unui vortaj de șoc. O dată cu desfășurarea cursei de comprimare, vortajul devine o mișcare de rotație a unui corp solid, pentru că în apropiere de p.m.i. și capete caracterul unui vortaj potențial, care se menține și după p.m.i. S-a confirmat experimental că intensitatea și caracteristica vortajului depinde nu numai de arhitectura camerei separate de vortaj, dar și de canalul de legătură.

Verificarea a fost făcută de asemenea pentru a stabili influența mișcării aerului asupra combustibilului injectat și a randamentului motorului. Rezultatul a arătat că vortajul de intensitate mai mică este mai favorabil pentru randamentul motorului. În acest caz, direcția jetului de combustibil a fost mai puțin influențată de vortaj, iar amestecul mare, după pe peretele inferior al camerei separate, a fost mai ușor refulat în camera principală și viteza de creștere a presiunii a fost mai mică, din cauza reducerii întârzierii la aprindere.

Principiul de măsurare este prezentat în f.g.2.3.

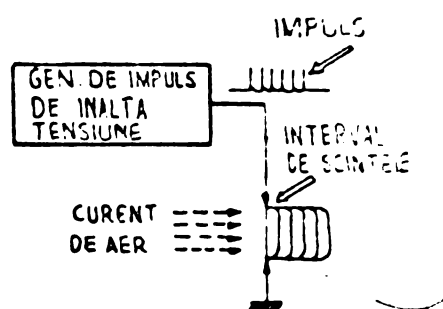


Fig.2.3. Principiul de măsurare

Impulsurile de înaltă frecvență și tensiune au fost produse între electrozii plasați în curentul de aer. Descărcarea inițială între electrozii creează o plasmă de-a lungul traiectoriei descărcării, care produce o conductivitate electrică înaltă acestei porțiuni a curentului de aer. Descărcarea următoare, cauzată de al doilea impuls electric, formează o traiectorie prin plasmă, poziția căreia se schimbă în concordanță cu deplasarea

curentului de aer. Această succesiune de descărcări arată mișcarea plasmăi sau, cu alte cuvinte, mișcarea aerului.

Prin producerea impulsurilor pentru un interval de

tiap și filmarea descărcărilor, se obține pe fila imaginii mișcării acului în intervale de timp egale.

Ca surse de putere a impulsurilor electrice a fost utilizat un aparat Strobokin. Impulsurile generate cu o tensiune de 8 kV și o durată de 1 μ s, au fost transformate cu ajutorul unui transformator de impulsuri la o tensiune de 120 kV.

În fig.2.4 este dat un exemplu de înregistrare fotografică.

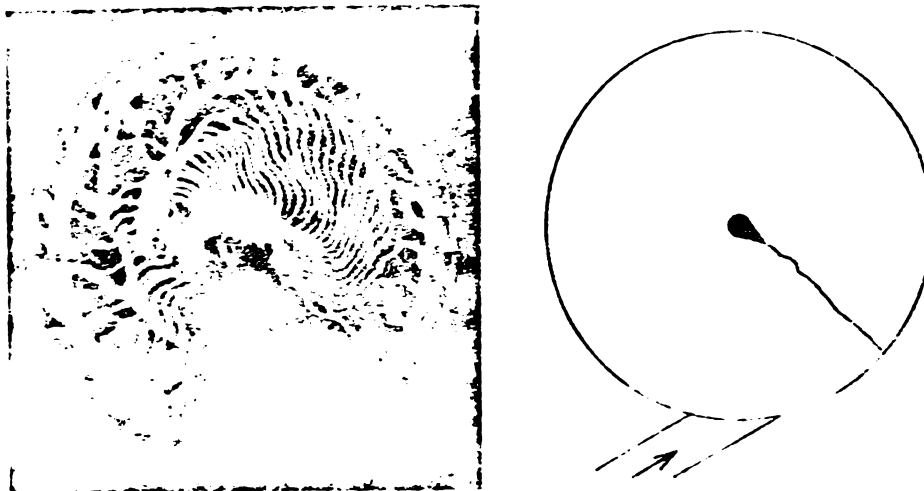


Fig.2.4. Fotografierea curenților într-o cameră separată de viteză

Tipurile de camere separate de asiere încercate sînt cuprinse în fig.2.5.

| Tip canal | Tip sferic | Tip aplatizat | Tip Clopot |
|----------------------------------|------------|---------------|------------|
| Tangential partii circulare | | | |
| Dirijat în optopie rea centru | | | |

Fig.2.5. Secțiuni prin camerele de ardere încercate

Pe baza cercetărilor efectuate s-a constatat:

1. Mișcarea aerului în cameră este turbulentă;
2. Starea mișcării variază foarte mult cu unghiul razei arborelui;
3. Viteza mișcării aerului de-a lungul suprafeței peretelui, în direcția canalului de legătură, este foarte rapidă;
4. În apropiere de p.m.i., apare mișcarea de rotație de corp solid și viteza devine mai rapidă;
5. Lângă p.m.i., unde aerul care intră prin canalul de legătură este frinat, apare un vortaj potențial;
6. Ji după p.m.i., vortajul potențial se menține;
7. Dacă turanța motorului crește, are loc și creșterea vitezei vortajului, dar felul vortajului se menține;
8. Ji după p.m.i., unde aerul iese afară din cameră, direcția rotației vortajului nu se schimbă.

Pentru camerele separate cu fundul plan și de tipul clopot, a rezultat:

1. Secțiunea vortajului este distorsionată, în conformitate cu secțiunea camerei;
2. Mișcarea aerului în colț este slabă;
3. Turanța motorului nu influențează starea vortajului;
4. Viteza curentului de aer în camera cu fundul plan și de tip clopot, comparată cu cea sferică, este mai mică. Viteza cea mai mică este în camera tip clopot, fig.2.6.

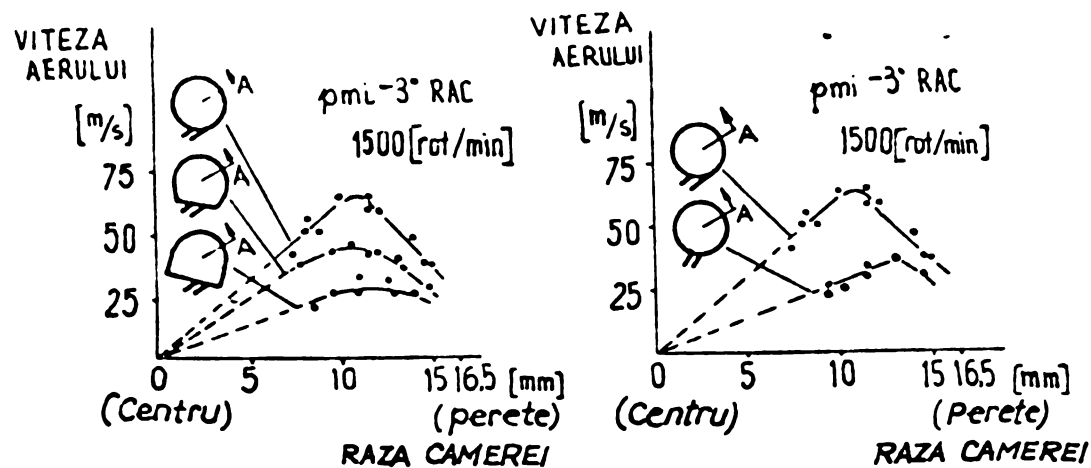


Fig.2.6

5. Viteza periferică în cazul camerei tip clopot este aproape constantă.

Lucrarea [17] analizează mișcarea aerului în camera de vîrtej cu ajutorul unui model cu apă nestăționară bidimensională.

Mișcarea bidimensională izentropică a unui gaz perfect poate fi simulată cu un lichid incompresibil într-un canal orizontal cu suprafață liberă.

Se neglijează efectele viscozității, care are un rol important în formarea și amortizarea vîrtejului de aer, curenții microscopici și turbulențe cu scară mică. Modelul servește numai pentru observarea fenomenelor macroscopice care se produc în fluid.

Dacă se admit simplificările menționate, singura lege a simulării este ca numărul lui Froude a modelului cu apă să fie egal cu numărul lui Mach al curențului corespunzător de gaz. Pentru care s-au luat ca viteze de referință vitezele medii ale pistonului și viteza de propagare a unei unde de amplitudine mică de la sfîrșitul cursei de comprimare. Viteza medie a pistonului este:

$$c_m = \frac{J \cdot n}{30} \quad (2.20)$$

Iar viteza medie a pistonului modelului:

$$c'_m = \frac{J' \cdot n'}{30} \quad (2.21)$$

Numărul lui Mach și a lui Froude sînt:

$$M = \frac{Jn}{30a} \quad (2.22)$$

$$Fr = \frac{J'n'}{30\sqrt{gh'}} \quad (2.23)$$

în care:

a - viteza de propagare a sunetului;

h' - grosimea apei în model.

Din egalitatea $M = Fr$ rezultă turația modelului:

$$n' = n \left(\frac{J}{J'} \right) \frac{\sqrt{gh}}{a} \quad (2.24)$$

Liniile de curenți au fost vizualizate cu ajutorul prafului de aluminiu și fotografiate cu o cinecameră cu film de 16 mm.

Cu ajutorul acestei metode a fost studiată influența direcției canalului de legătură.

În toate cazurile rotația aerului este apropiată de un vîrtej forțat stratificat asemănătoare cu rotația unui corp solid. Prin modificarea direcției cîrgerii aerului de la cea tangențială la peretele camerei la una interioară, viteza vîrtejului scade considerabil și în particular viteza în regiunea în care este direcția injectorului.

2.2. Formarea așteptacului și arderea în camerele de ardere cu cameră separată de vîrtej

În lucrarea [13] se stabilește o lege de mișcare a picăturii de combustibil în aer aflat în mișcare. Dacă se consideră că în urma frînării vaporilor de combustibil, picătura de combustibil a preluat mișcarea periferică a gazului (aerului), atunci deplasarea radială a particulei poate fi stabilită, pentru anumite tipuri de vîrtej azelitic.

Ecuația diferențială pentru deplasarea radială a particulei, în vîrtej, este:

$$\frac{d^2 r}{dt^2} = \frac{w}{r} \left(1 - \frac{\rho}{\rho'} \right) \quad (2.25)$$

în care:

r - distanța picăturii pînă la mijlocul vîrtejului;

w - viteza vîrtejului în locul picăturii perpendiculare pe rază;

t - timpul;

ρ - densitatea gazului;

ρ' - densitatea combustibilului.

Pentru vîrtejul potențial:

$$w = \frac{w_0 r_0}{r} \quad (2.26)$$

Indicele 0 se referă la o distanță oarecare.

Jelulția ecuației (2.25) în coordonate polare este:

$$r = r_0 / \cos \left(\varphi \sqrt{1 - \frac{\rho}{\rho'}} \right) \text{ dacă } \rho' > \rho \quad (2.27)$$

$$r = r_A / \cosh \left(\psi \sqrt{\frac{\rho}{\rho'} - 1} \right) \text{ dacă } \rho' < \rho \quad (2.28)$$

în care:

r_A - punct ales, la un unghi $\psi = 0$;

ψ - unghiul dintre punctul de origine și un punct luat în considerare la distanța r .

Pentru un vîrtej de corp solid viteza într-o poziție oarecare este $w = w_0 r / r_0$, pentru care se obține soluția:

$$r = r_A \cosh \left(\psi \sqrt{1 - \frac{\rho}{\rho'}} \right) \text{ dacă } \rho' > \rho \quad (2.29)$$

$$r = r_A \cosh \left(\psi \sqrt{\frac{\rho}{\rho'} - 1} \right) \text{ dacă } \rho' < \rho \quad (2.30)$$

Dacă ecuația diferențială a cîrgerii raze se exprimă în loc de funcție de unghiul ψ , în funcție de timp, pentru vîrtejul potențial se obține:

$$r = \sqrt{r_A^2 + \left(\frac{w_0}{r_A} \right)^2 \left(1 - \frac{\rho}{\rho'} \right) (w_{0t})^2} \quad (2.31)$$

iar pentru cel solid:

$$r = r_A \cosh \left(\frac{1}{r_0} \sqrt{1 - \frac{\rho}{\rho'}} w_{0t} \right) \text{ pentru } \rho' > \rho \quad (2.32)$$

în care:

w_0 - viteză periferică pentru raza r_0 , de exemplu pentru marginea exterioară.

Din soluțiile ecuației diferențiale (2.25) se deduce că traiectoriile amestecului nu depind de intensitatea vîrtejului, fiindcă r este o funcție numai de unghiul ψ - ceea ce înseamnă că dacă se variază turația motorului, traiectoriile amestecului, la același decaj, nu se schimbă.

Drumul prours se modifică însă în funcție de timp, astfel se poate stabili că repartiția combustibilului în camera de ardere depinde foarte mult nu numai de turație, dar și de natura vîrtejului, ceea ce constituie un dezavantaj fundamental al motorului cu injecție directă; la care de cele mai multe ori este necesară o acordare exactă a vîrtejului.

Similar cu traiectoriile amestecului neaprinz se pot calcula și traiectoriile pentru gazele de ardere. Pentru aceasta este necesar să se calculeze raportul dintre densitatea aerului și a gazelor ρ / ρ_g , care poate fi aproximat cu

suficientă precizie cu ajutorul relației:

$$\frac{S}{\rho v^2} = \frac{1}{\lambda^2} \quad (2.33)$$

unde:

ρv^2 - temperatura gazelor de ardere

Cu ajutorul metodei prezentate, se pot explica desigur formările amestecului în diferite tipuri de camere de ardere.

Formarea amestecului în cazul procedurii cu camere încercată de virtute

Injecția are loc de la periferia camerei de ardere în aerul aflat în mișcare de rotație. În acest caz, se pot deosebi două aspecte tipice ale formării amestecului și arderii.

În primul caz, se formează în apropierea centrului camerei părți de amestec cu un coeficient al excesului de aer ridicat, care deplasându-se pe traiectorii plane până la ardere nu se deplasează prea mult către perete și după ardere tot după traiectorii plane, se apropie de centru.

Asemenea aspecte apar în cazul ajutorajelor cu pulverizare fină, a căror jet nu pătrunde departe și se vaporizează în apropierea centrului camerei sau dacă jetul este dirijat în sens contrar cu vortajul și datorită acestui este foarte bine pulverizat. Motoarele care prezintă acest aspect al arderii funcționează defectuos, fiindcă aerul aflat în exteriorul amestecului sprins este puțin folosit și fiindcă combustibilul injectat în flacără după începutul arderii, depunându-se rapid, nu are oxigenul necesar arderii complete (funingine).

În al doilea caz, se formează amestecuri grele, care se deplasează către perete și apoi acolo. Flacăra se deplasează către centru. Un astfel de mod de ardere se formează în felul reprezentat în fig.2.7.

Traietoriile combustibilului lichid sînt reprezentate cu linii pline, iar cele ale amestecului cu linii punctate; se reprezintă numai două traiectorii ale amestecului pentru $\lambda = 1$. Unele exteriorizări pot fi după începutul

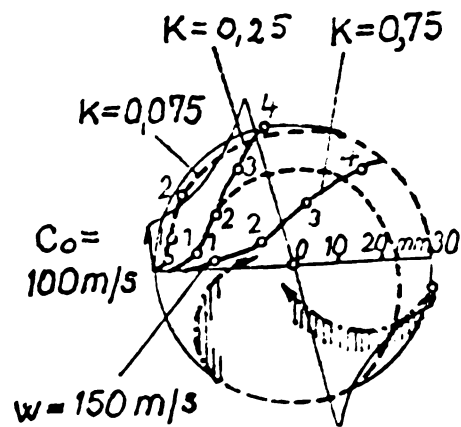


Fig.2.7. Formarea flăcării pentru injecția într-un vortej potențial (forțele potențiale ale picăturilor lichide se neglijează)

injecției printr-o picătură fină, se deplasează către perete și de-a lungul peretelui pînă după aprindere, flacăra deplasându-se către centru (linie-punct-linie). În acest exemplu, pentru întîrzierea la aprindere s-a ales o valoare de 10^{-3} s. A doua traiectorie cu o picătură medie se formează la $2 \cdot 10^{-4}$ s după începutul injecției, se deplasează către perete și după aprindere se deplasează către centru după aceeași traiectorie. Picătură grosă se deplasează la perete fără să se vaporizeze. Pentru prima dată se vaporizează de la perete și formează în

continuare traiectorii ale flăcării asemănătoare cu cele desenate. Motoarele cu acest fel de formare a amestecului nu o funcționează mai bună, fiindcă prin deplasarea flăcării de la perete către centru și aerul neutilizat pentru ardere este dialostat de la centru către perete, prin care arderea la perete este mult îmbunătățită. Acest fapt este cunoscut ca efectul principal a procedurii a.

Lucrarea [9] se ocupă și de formarea amestecului în camera separată de vortej pe un model dinamic derivat dintr-un motor monocilindric, avînd $D = 32$ mm și $L = 100$ mm, iar camera de ardere este un cilindru cu diametrul de 35 mm și înălțimea de 21 mm, astfel raportul de comprimare $\xi = 11,5$. Raportul de comprimare a fost astfel ales încît să nu permită aprinderea și arderea combustibilului.

A fost cercetată influența mișcării aerului asupra jetului de combustibil pe un model static și pe cel dinamic.

Fotografiile jetului de combustibil în modelul static au evidențiat că jetul este încoșat în urma ciocnirii cu peretele camerei de vortej.

Fotografiile jetului de combustibil în camera de vîrtej a motorului dinamic, executate pentru $n = 1000$ r/min, au arătat că influența cîrgerii aerului asupra structurii jetului este foarte mare. Sub acțiunea cîrgerii aerului jetul de combustibil este deviat către peretele camerei separate de vîrtej.

Lucrările [19] și [20] se ocupă de formarea amestecului și arderea în camera separată de vîrtej cu luarea în considerare a combustibilului aplicat pe perete.

Posibilitățile de dirijare a formării amestecului constau în repartiția în aer și în aplicarea pe perete.

În lucrare s-a cercetat formarea amestecului și arderea într-un amonocilindru prevăzut cu cameră separată de vîrtej cilindrică, a cărei suprafețe laterale au fost realizate cu plăci de cuarț.

Înregistrarea arderei a fost făcută prin filmare rapidă și un dispozitiv cu fotocelule, cu diferite filtre de lumină montate înaintea lor, care a permis măsurarea intensității radiațiilor în șase domenii diferite ale spectrului vizibil de lumină. În afară de aceasta, a fost măsurată și variația presiunii.

Din variația de presiune s-a citit direct presiunea maximă și viteza maximă de creștere a presiunii.

Pentru determinarea variației arderei, s-a întocmit un program de calcul, stabilindu-se caracteristica căldurii utile.

Caracteristica căldurii cedate pereților a fost stabilită pe baza similitudinii, pentru cazul unei condițe prin care are loc o cîrgerie turbulentă.

În fig.2.8 se prezintă dispoziția camerei separate de vîrtej, cu volumul 36,5% din volumul de comprimare, pentru $\xi = 18$.

Cercetările efectuate au avut următoarele rezultate:

- La toate procesele de ardere cercetate, s-a distins pe filme numai radiația roșie de corp solid;

- Măsurările de radiație au demonstrat că arderea începe întotdeauna cu o radiație albastră, care intervine în întreg procesul de ardere. Repartiția spectrelor indică un maxim în roșu și un al doilea ceva mai mic, în domeniul albastru.

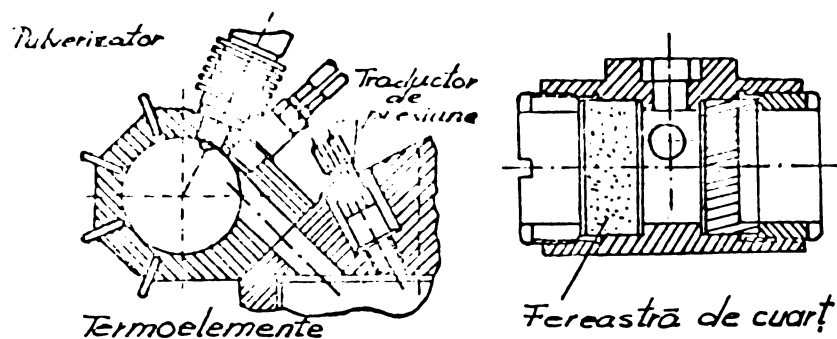


Fig.2.8. Dispoziția camerei de vîrtej

tru-vozie.

- Parametrii motorului pentru un avans optim la injecție depind de direcția jetului, respectiv de cantitatea de combustibil aplicată pe perete.

- Pentru o direcție a jetului $\alpha = 45^\circ$, care corespunde concentrării combustibilului în domeniul vitezelor maxime ale aerului, s-au obținut presiunile medii efective maxime.

- Cantitatea de hidrocarburi neare și de formaldehidă care se consideră a fi cauzele mirosului gazelor, crește cu cantitatea de combustibil aplicată pe perete.

În concluzie, pentru cercetarea injecției este necesar să se ia în considerare efectele factorilor mai sus menționați.

În fig.2.9 se prezintă repartiția combustibilului, stabilită prin filmarea interiorului camerei de vîrtej pentru pulverizarea cu un singur orificiu, experimentată cu unghiurile direcției jetului 0° , 45° și 75° .

Rezultatele cercetărilor din [19] și [20] sînt sintetizate în diagramele din fig.2.10.

Pentru unghiul direcției jetului $\alpha = 45^\circ$, care conduce la o largă concentrație a combustibilului în domeniul vitezelor maxime, se obțin presiunile medii efective maxime, la care și întârzierile la aprindere fiind mai scurte, vitezele de creștere ale presiunilor sînt mai mici decît la repartiția combustibilului numai în aer.

Grăul de fum are valori minime la injectarea combustibilului în inelul exterior de aer. La care însă din cau-

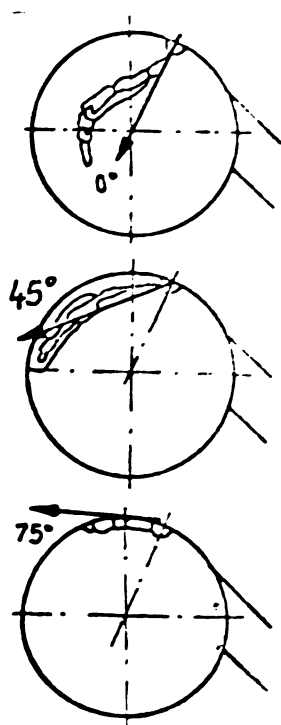


Fig.2.9. Schema repartiției combustibilului în camera de vîrtej pentru unghiurile direcției jetului de: 0° ; 45° și 75°

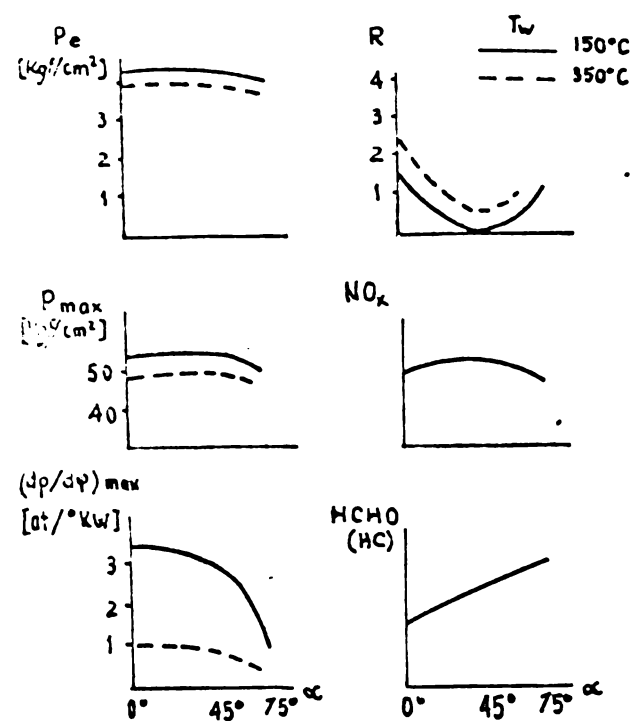


Fig.2.10. Influența părții de combustibil aplicat pe perete asupra caracteristicilor motorului și a emisiilor de gaze în funcție de unghiul direcției jetului, cu reglarea începutului injecției pentru presiunea medie efectivă maximă

se nivelului ridicat al presiunilor și temperaturilor, se produc emisiile maxime de oxizi de azot, de hidrocarburi neare și de formaldehidă, care se consideră cauzele alerosului gazelor. Aceste emisii cresc odată cu creșterea cantității de combustibil aplicată pe perete.

În concluzie, abaterea de la direcția jetului, corespunzătoare vitezelor maxime ale vîrtejului nu este indicată, decât în măsura unei funcționări cu presiuni maxime de ardere și viteze de creștere a presiunii admisibile în exploatarea motorului, fiindcă datorită acestei abateri presiunea medie efectivă scade, iar gradul de fua și emisiile de hidrocarburi neare cresc.

Lucrarea [21] se ocupă de corelația dintre direcția jetului de combustibil și arderea în camera separată de vîrtej pentru următoarele cazuri:

- Injecția de combustibil, utilizîndu-se un pulverizator cu un singur orificiu, avînd unghiul de injecție (unghiul dintre axa injectorului și axa jetului de combustibil) de 30° , de-a lungul peretelui camerei de vîrtej ca și la procedeul ~~de mai sus~~, are ca efect aplicarea părții celei mai mari de combustibil pe perete. Se realizează o repartiție peliculară și prin răspîndirea combustibilului cu ajutorul aerului. Numai o mică parte a combustibilului este pulverizată direct în aer de către jet și se aprinde în apropierea părții inferioare a camerei, de unde zona de ardere se răspîndește de-a lungul peretelui. Combustibilul vaporizat în apropierea peretelui arde numai lângă perete, de aceea nu s-a observat nici o flacără în mijlocul camerei.

- Injecția de combustibil printr-un ajutor cu ^{cep} determină o flacără, care întotdeauna cuprinde în scurt timp perimetrul camerei, neavînd nici o concentrație de combustibil în mijlocul camerei. Nu s-a fost lăsată în considerare direcția jetului, fiindcă jetul dintr-un pulverizator cu cep este ușor antrenat de curentul de aer.

În lucrare s-a mai cercetat și influența formei camerei de ardere, pentru cazul unei camere de vîrtej aplatizate. Se observă că vîrtejul de aer este foarte rapid oprit, fără producerea unui vîrtej, iar o rotație a imaginii flăcării este de abia observabilă.

Lucrarea [22] tratează formarea amestecului într-un model dinamic pentru m.a.c. cu cameră separată de vîrtej, stabilind că nu se poate considera formarea amestecului în camera de vîrtej pur voluntar, fiindcă o parte din combustibil ajunge și pe perete. Totodată se apreciază că pentru îmbunătățirea eficienței camerelor separate de vîrtej este necesară realizarea în aceste camere a procedeului ~~de mai sus~~.

În lucrările [23] [24] și [25] se studiază influența mișcării de vîrtej asupra formării amestecului și arderei într-o cameră cu volum constant, folosindu-se în acest scop

combustibili standard.

Condițiile de experimentare au fost următoarele:

- cantitatea de combustibil injectată pe ciclu: 100 mg/ciclu iar turanția pompe de injecție $n_p = 350$ r/min;
- presiunea inițială a aerului $p_0 = 4; 15; 23$ și 30 kgf/cm²;
- temperatura inițială a aerului $t_0 = 30-60$ °C;
- turanția aerului antrenat de ventilatoare $n_v = 2000; 4000; 6000; 8000$ și 10000 r/min.

Încercările efectuate au stabilit:

1. Structure vârtejului - vitezele radiale, axiale, de pulsație și turanția vârtejului cresc de la centru spre periferie, turbulența are intensitatea maximă în apropierea peretei, din cauza gradientului mare de viteză (stratul limită).

2. Formarea amestecului în curentul de vârtej - temperatura medie a jetului de combustibil, intensitatea relativă a schimbului de căldură, caracteristica integrală de vaporizare, cresc odată cu intensitatea vârtejului.

3. Aprinderea în curent de vârtej - la temperaturi $t_0 < 400$ °C, întârzierea la aprindere crește odată cu mărirea turanției vârtejului, la 400 °C influența turanției vârtejului este practic neglijabilă, iar la temperaturi mai mari de 400 °C, întârzierea la aprindere scade cu turanția vârtejului.

4. Arderea în curent de vârtej - la toate temperaturile și presiunile experimentate, creșterea turanției vârtejului conduce la reducerea duratei și creșterea randamentului arderei.

În lucrarea [26] autorul elaborează o metodă care are ca scop determinarea caracteristicii de degajare a căldurii pentru camere separate și camere principale, în cazul canalelor de legătură de secțiune, la care diferențele de presiune sînt foarte mici. Îndicătoarele utilizate ar trebui să aibă o sensibilitate foarte mare, de cel puțin 0,5% din presiunea nominală, care însă nu este realizabilă în îndicătoarele existente.

Ca ajutorul unei sonde de ionizare instalată în canalul de legătură, fig.2.11 și a schemei de măsurare, fig.2.12, se determină începutul și sfîșitul producerii ionizării din canal.

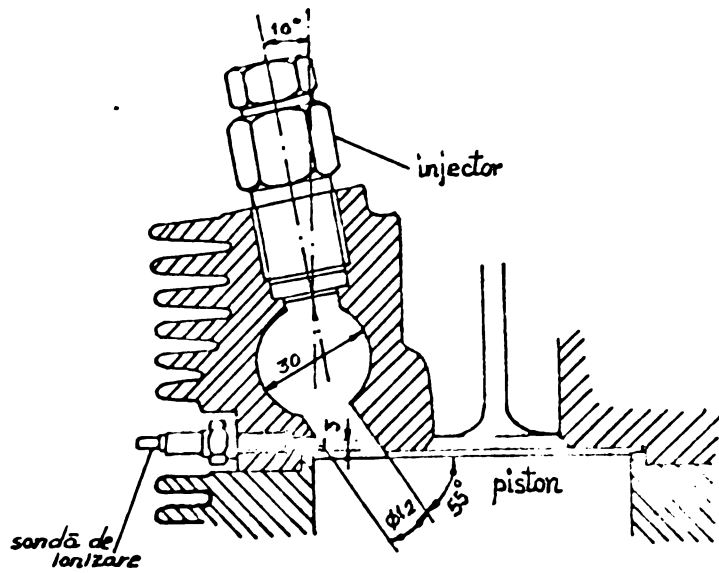


Fig. 2.11. Instalarea sondei de ionizare

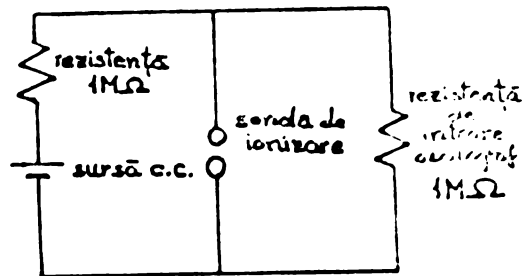


Fig. 2.12. Schema de măsură a ionizării

Metoda autorului cuprinde:

1. Măsurarea, cu ajutorul unui indicator, a diagramei indicată, cu un transductor instalat în camera principală sau separat;

2. Din diagrama indicată se calculează viteza de degajare totală a cilindrului util, cu relația:

$$\frac{dL}{d\alpha} = \frac{1}{\alpha-1} \left(\alpha \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dV_p}{d\alpha} \right) \quad (2.34)$$

în care:

L - călătoria degajată în cele două camere.

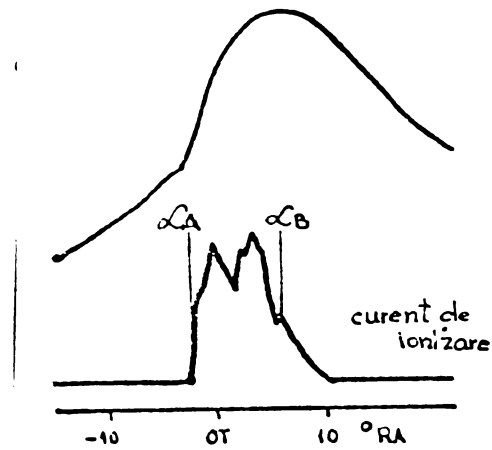


Fig. 2.13. Variația curentului de ionizare și a presiunii

În Fig. 2.13 se prezintă înregistrarea variației curentului de ionizare și a presiunii din cilindrul, în funcție de unghiul α . Se observă că începutul arderii în camera principală corespunde maximumului creșterii rapide a curentului de ionizare (unghiul α_1), iar terminarea arderii în camera separată se manifestă prin scăderea curentului de ionizare (unghiul α_2).

3. Prin utilizarea sondei de incalzire se stabilește momentul începutului arderei în camera principală și a terminării în camera separată.

4. Pînă în momentul începerii arderei, în camera principală arderea se desfășoară numai în camera separată, iar după terminarea arderei în camera separată, arderea se desfășoară numai în camera principală.

Repartiția vitezei totale a căldurii utile se consideră în felul următor:

$$\frac{dq_1}{d\alpha} = \frac{\alpha - \alpha_1}{\alpha_2 - \alpha_1} \frac{dq}{d\alpha} \quad (2.35)$$

$$\frac{dq_2}{d\alpha} = \frac{\alpha_2 - \alpha}{\alpha_2 - \alpha_1} \frac{dq}{d\alpha} \quad (2.36)$$

unde:

q_1 - căldură degajată în camera principală;

q_2 - căldură degajată în camera separată,

adică se consideră o repartiție liniară în funcție de unghiul α .

Această metodă de calcul este reprezentată în fig.

2.14.

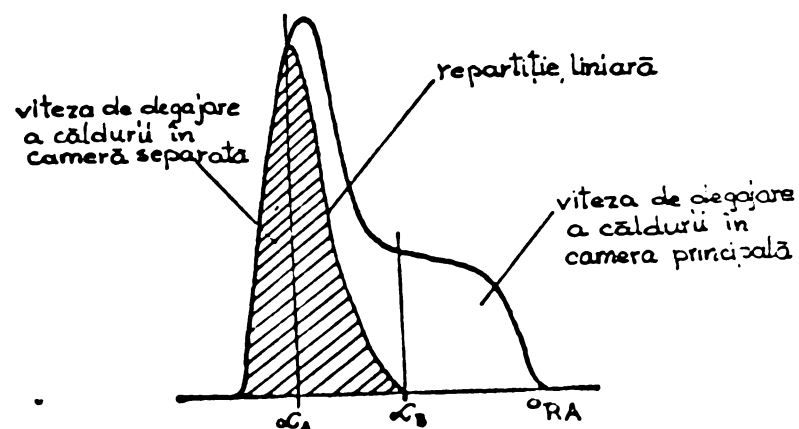


Fig.2.14. Repartiția degajării căldurii

Metoda a fost utilizată la un motor monocilindric, la Universitatea din Izu, Japonia. Pe baza cercetărilor au fost stabilite concluziile din care rezultă posibilitățile de folosire a metodei pentru cercetarea procesului de ardere, în motoarele cu camere separate de ardere, în care diferențele de presiune dintre camere separată și cea principală sînt mici. Totodată, se stabilesc erorile care limitează folosirea metodei.

Lucrarea [27] este o continuare a lucrării [26], în care se dezvoltă un procedeu pentru determinarea temperaturilor din cele două spații de ardere ale unui motor Diesel cu camere separată de virtej, la care diferența de presiune dintre cele două spații este așa de mică încât este aproape imposibil să fie măsurată cu tehnica actuală [26].

Procedeu elaborat se poate împărți în: determinarea caracteristicii căldurii utile în cele două spații de ardere și calculul temperaturilor.

Pe baza calculului caracteristicii căldurii utile totale se calculează cu procedeu dat în lucrarea [26] caracteristica căldurii utile din camera principală $dq_1/d\alpha$ și caracteristica căldurii utile $dq_2/d\alpha$.

Pentru calculul temperaturilor se admit următoarele ipoteze simplificatoare:

1. diferența de presiune dintre cele două camere de ardere este neglijabilă;
2. gazele sînt perfecte;
3. concentrația inițială de CO_2 este neglijabilă;
4. se neglijează variația compoziției și a calității gazelor rezultate în urma curgerii din camera de virtej în camera principală;
5. după aprindere gazele curg întotdeauna din camera de virtej în camera principală;
6. se neglijează creșterea conținutului cilindrilor datorită injecției de combustibil.

În fig.2.15 este dată schema spațiilor de ardere.

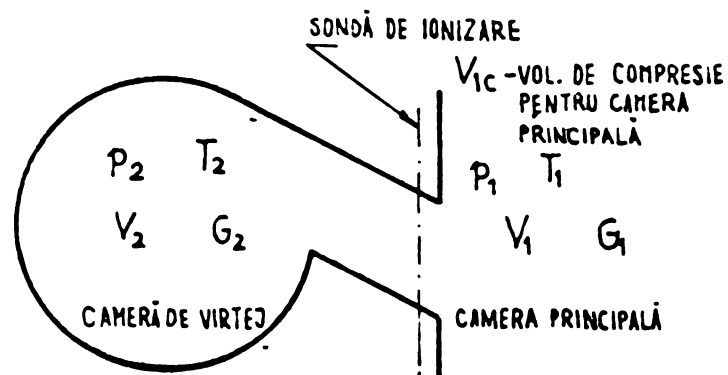


Fig.2.15. Schema spațiilor de ardere

În care:

p, T, V, G - presiunea, temperatura, volumul și cantitatea de gaze,

indicii 1, 2 se referă la camera principală, respectiv la cea de virtej;

V_{1c} - volumul de comprimare corespunzător camerei principale;

I, U, c_p, α - entalpia, energia internă, căldura specifică la volum constant, constanta gazului;

V_H, r, l - cilindrul, raza manivolei, lungimea bielei.

În continuare se scrie sistemul de ecuații:

$$dQ_1 + dI_1 = dU_1 + p_1 dV_1$$

$$dQ_2 + dI_2 = dU_2$$

$$p_1 V_1 = G_1 R_1 T_1$$

$$p_2 V_2 = G_2 R_2 T_2$$

$$dI_1 = i_1 dG_1, \text{ pentru } dI_1 = -dI_2 < 0$$

$$dI_1 = i_2 dG_1, \text{ pentru } dI_1 = -dI_2 > 0$$

$$G = G_1 + G_2, \quad dG_1 = -dG_2$$

$$V_1 = V_{10} + \frac{V_H}{2} \left[1 - \cos \alpha + \frac{r}{4l} (1 - \cos 2\alpha) \right]$$

$$\frac{dV_1}{d\alpha} = \frac{V_H}{2} \left(\sin \alpha + \frac{r}{2l} \sin 2\alpha \right) \quad (2.37)$$

Din ecuațiile (2.37) se deduc ecuațiile din care se stabilesc temperaturile T_1 și T_2 , în case se admite că $p_1 \approx p_2$

$$\frac{dT_1}{d\alpha} = \frac{1}{M - \mu H} \left(J \frac{dQ_1}{d\alpha} - \nu \frac{dQ_2}{d\alpha} - FJ + \mu L \right)$$

$$\frac{dT_2}{d\alpha} = \frac{-1}{M - \mu H} \left(\mu \frac{dQ_1}{d\alpha} - \nu \frac{dQ_2}{d\alpha} - FH + BL \right) \quad (2.38)$$

expresiile pentru B, ν, F, H, J, L sînt date în lucrare.

Rezolvarea ecuațiilor (2.38) este dată în partea dreaptă a ordinografului din fig. 2.16.

Procedul dezvoltat în lucrare pentru determinarea temperaturilor în cele două camere de ardere, bazat pe repartiție liniară a căldurii utile în cele două camere, dă rezultate satisfăcătoare, dacă diferența de presiune dintre cele două camere este foarte mică. Temperaturile determinate cu această metodă pot fi foarte utile pentru aprecierea practică a mirajilor termice și termodinamice.

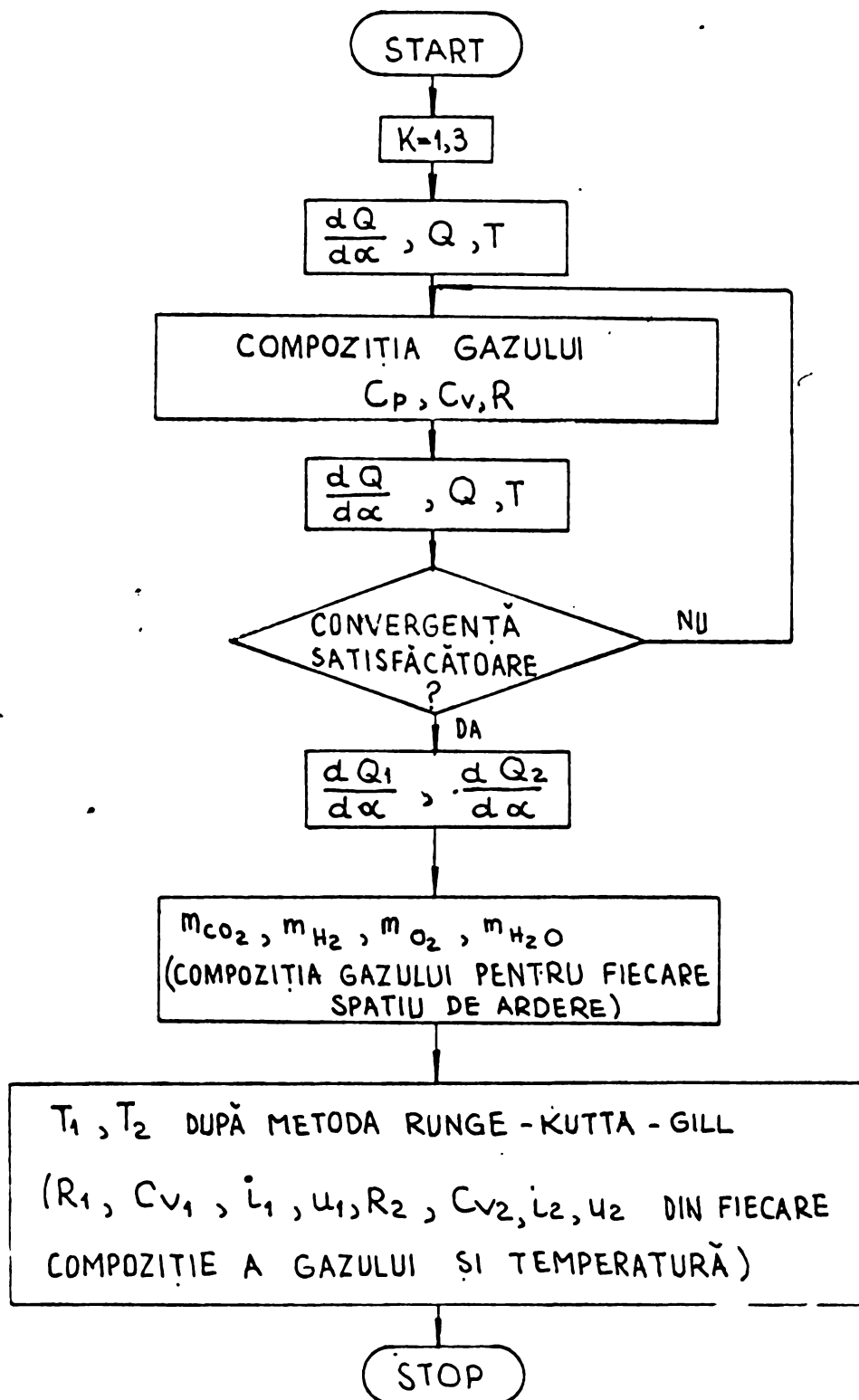


Fig.2.16. Organigrama de calcul pentru temperatura gazelor

2.3. Influenta temperaturilor pereților asupra formării acestor și orierii în motorul Diesel rapid cu cameră separată de viteză

Influenta temperaturilor pereților asupra formării

amestecului și arderii în camerele separate de vîrtej este tratată pe larg în lucrarea [23], cu scopul reducerii nivelului zgomotului și a gradului de fum, sau în ce măsură ele pot fi influențate de temperatura pereților camerei.

Plecînd de la o anumită repartiție de temperatură în peretele camerei în condiții de funcționare normală, trebuie să se stabilească în ce măsură variază desfășurarea proceselor, dacă temperatura peretelui camerei, în aceleași condiții de funcționare este variată mai întâi într-un domeniu și apoi tiriat în totalitatea ei. Se pune întrebarea stabilirii temperaturilor limită, deasupra sau dedesubtul cărora nu se mai constată nici o influență asupra desfășurării proceselor.

În afară de acestea trebuie să se cercetese dacă pentru fiecare punct de funcționare al motorului are loc un anumit nivel de temperatură sau o anumită repartiție de temperatură, pentru care formarea amestecului și arderea se desfășoară, astfel încît să determine valori optime a parametrilor de funcționare, ca de exemplu, consumul de combustibil, puterea, și temperatura gazelor de evacuare.

Pentru aprecierea influenței temperaturii peretelui asupra formării amestecului și arderii au fost aleși următorii parametri: întîrzierea la aprindere medie, viteză de creștere a presiunii, temperatura gazelor de evacuare, gradul de fum și consumul specific de combustibil.

Instalația de cercetare are ca parte principală un motor monocilindric, cu $D = 130$ mm, $S = 240$ mm, $\xi = 16,6$, $P_g = 24$ CP la $n = 1350$ r/min, prevăzut cu o cameră separată de vîrtej cilindrică, construcție simplă, demontabilă. Temperatura peretilor camerei a fost variată cu ajutorul unui sistem special de răcire cu ulei. Pentru a varia direcția jetului de combustibil, injectorul a fost montat pe un suport cu înclinare variabilă.

Temperaturile au fost măsurate cu termoelemente, în 12 puncte, iar valorile lor au fost înregistrate cu un înregistrator electronic.

Pozițiile celor 7 termoelemente din peretele camerei de vîrtej sînt date în fig.2.17; alte trei termoelemente sînt montate în circuitul de răcire cu ulei, unul la injector pentru măsurarea temperaturii combustibilului și ultimul în

conducta de evacuare în apropierea supapei de evacuare.

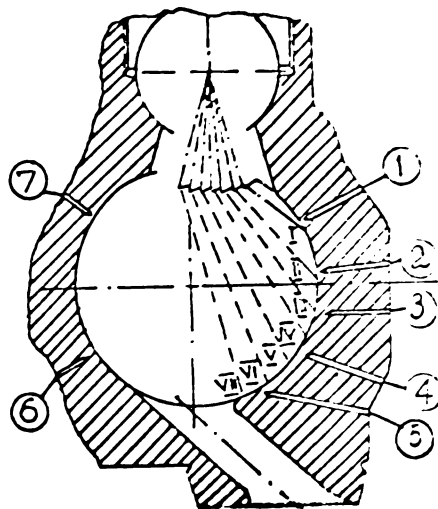


Fig.2.17. Punctele de măsurare a temperaturii 1-7 și direcțiile jetului I-VII

Jetului de combustibil. Temperaturile medii ale peretelui camerei de vîrtej au variat de la 150° la 310° .

Variația degajării căldurii în camera de ardere a fost arătată cu ajutorul caracteristicii de ardere.

Cercetările au condus la următoarele concluzii:

- Influența temperaturii pereților crește numai la funcționarea motorului la plină sarcină. În acest caz se depășește influența direcției jetului și este posibil să se compenseze prin alegerea temperaturilor pereților, dezavantajele alegerii neoptime a direcției jetului asupra formării amestecului și arderii.

Tendințe asemănătoare indică și curbele parametrilor de funcționare ai motorului.

În domeniul sarcinilor parțiale consumul specific de combustibil, temperatura gazelor de evacuare și gradul de fum, variază în limite mult mai restrinse datorită diferitelor temperaturi a pereților decât la sarcină plină. Influența direcției jetului de combustibil depășește influența temperaturii.

Într-un fel, se poate stabili, că în domeniul sarcinilor parțiale, temperaturile înalte ale pereților întunătățesc desfășurarea proceselor.

Valorile temperaturilor peretelui camerei de vîrtej peste 300° au avut ca efect întârzierea formării amestecului și a arderii, ca urmare temperaturile peretelui au fost variate între $150-300^{\circ}$, pentru ca în funcție de sarcină și de direcția jetului de combustibil, vaporizarea să fie accelerată sau decelerată.

Cercetările efectuate la turația nominală $n = 1200$ r/min, au fost extinse pe întreg domeniul de sarcină; în același tip au fost variate sistematic și direcțiile

- Întârzierea la aprindere are valori reduse la temperaturi înalte, independent de sarcina motorului și direcția jetului de combustibil. La sarcini parțiale, viteza de creștere a presiunii scade la temperaturi înalte ale pereților, cu excepția direcției jetului I și III.

- O schimbare generală apare la trecerea la plină sarcină. Aici pereții intens răciți îmbunătățesc consumul specific de combustibil, reduc temperaturile gazelor și valorile gradului de fum, pentru viteza de creștere a presiunii această tendință apare clar numai la plină sarcină. Influența mai puternică a temperaturii peretelui asupra formării amestecului și arderei este caracteristică pentru punctele cercetate la plină sarcină.

- Cercetările efectuate nu precizează nici un fel de temperaturi limită deasupra sau dedesubtul cărora parametrii motorului nu mai variază. Pentru construcția cercetată este foarte probabil că valorile optime a parametrilor motorului sînt de așteptat în domeniul de temperaturi a pereților de 130° - 150° C.

La lucrarea [20] s-a studiat influența temperaturii peretelui camerei de vîrtej asupra întîrzierii la aprindere, presiunii maxime de ardere și a vitezei de creștere a presiunii, fig.2.18, din care se constată că pentru o direcție dată a jetului creșterea temperaturii peretelui camerei de vîrtej are ca efect: scăderea întîrzierii la aprindere, viteza de creștere a presiunii tinde către o valoare constantă, iar presiunea maximă de ardere depinde în primul rînd de direcția jetului de combustibil.

Temperatura inserției calde [30] crește cu turajul, valorile ei pot să ajungă la sarcini totale, la 600° C, fig. 2.19.

2.4. Poluarea aerului produsă de motoarele cu aprindere prin comprimare cu cameră separată de vîrtej

Cercetarea emisiilor poluante la motoarele cu aprindere prin comprimare cu cameră separată de vîrtej [31] a fost efectuată cu scopul studierii posibilităților înlocuirii moto-

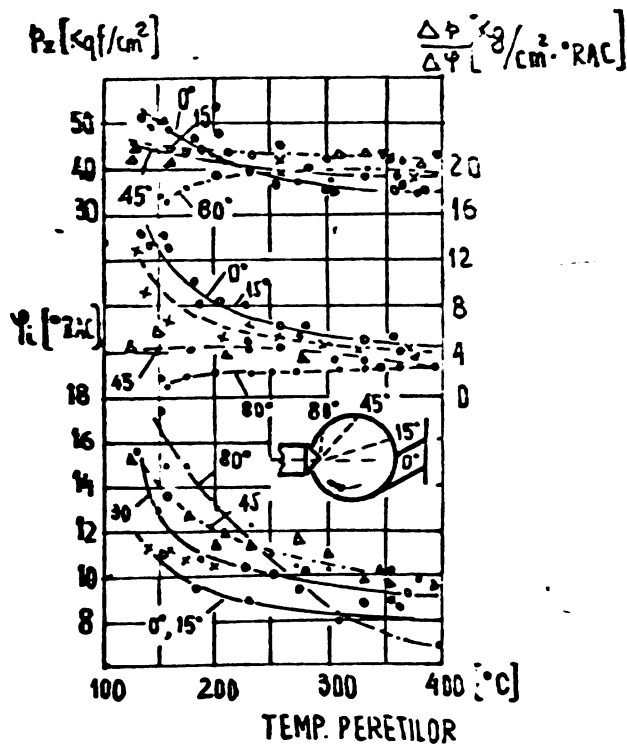
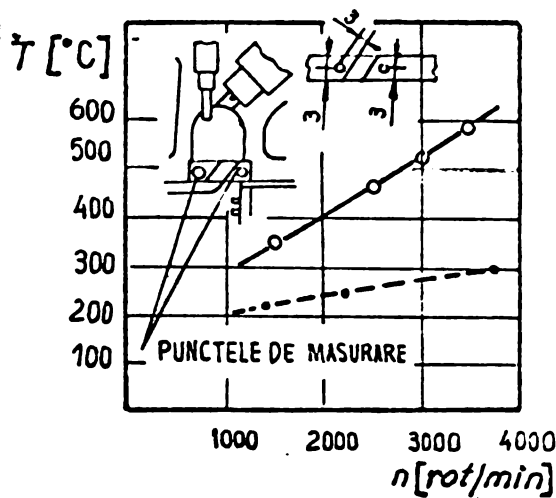


Fig.2.18. Influența temperaturii peretilor asupra întinzierii la aprindere, a presiunii maxime și a vitezei de creștere a presiunii, pentru un motor $D = 80$ mm, $S = 90$ mm și 1500 r/min, $\tau_0 = 2$



TEMPERATURA INSERȚIEI FUNCȚIE DE TURAT

Fig.2.19. Temperatura inserției în funcție de turatie (la sarcină totală); \circ - puncte de măsură

rului cu aprindere prin scintzele de autovehicule de persoane, cu motor cu aprindere prin comprimare.

În noi decubit s-a pus problema reducerii emisiei de oxizi de azot, care de fapt în camera de virtej este substanțial mai mică decât în camera unitară.

Instalația de cercetare experimentală cuprinde un motor cu aprindere prin comprimare sistem Ricardo Mark V tip Indenor LP 4,90, vertical cu 4 cilindri în linie, răcit cu apă; $D = 80$, $S = 90$ mm, $S/D = 0,92$, $V_g = 2112$ cm³ (2,1 l), $\xi = 22$, $\sigma_k = 0,43$, $n_0 = 60$ OP, $n = 1500$ r/min.

Compa de injecție cu distribuitor rotativ Bosch SP/VI, injector cu cosp (pift) Bosch BDD 139 $p_j = 115^2_5$ kgf/cm²; echipet cu aparatura și dispozitivele necesare cercetării și în special pentru analiza urzitoarelor componente: NO , NO_2 , CO , O_2 și CO_2 .

Prin modificările aduse motorului pentru supraalimentare s-a obținut o creștere a presiunii medii efective de

la $5,63 \text{ kgf/cm}^2$ la $10 - 11 \text{ kgf/cm}^2$, respectiv a puterii efective nominale la $90 - 90 \text{ CP}$ la $n = 4000 \text{ r/min}$.

Prin corelarea supraalimentării cu posibilitatea utilizării într-un domeniu larg de sarcini a recirculării gazelor se pot reduce emisiile de oxizi de azot aproape la jumătate, prin care se poate reduce și conținutul de hidrocarburi cu circa 25% în cazul răcirii aerului de supraalimentare.

Cantitatea foarte mică de monoxid de carbon crește puțin în jur de 10% în timp ce conținutul de funingine (carbon negru) crește vizibil. Valorile absolute a acestor componente sînt totuși reduse, pe lângă reducerile mari a masei oxizilor de azot, astfel încît, în ansamblu, cantitatea totală de emisii poluante scade în jur de 30%.

- În cazul utilizării răcirii aerului, cu toată creșterea puterii se măsoară o scădere a emisiilor de oxizi de azot în jur de 20%, fără recircularea gazelor, din cauza scăderii temperaturii de ardere.

- Avantajul răcirii aerului se evidențiază prin scăderea consumurilor de combustibil la sarcini mai înalte, care la utilizarea recirculării gazelor cresc numai foarte puțin, dar emisiile de hidrocarburi cresc și ca urmare consumurile de combustibil sînt ceva mai ridicate la sarcini mici.

- Scăderea emisiilor de oxizi de azot constatată la recircularea gazelor arse răcite, se are în vedere cu toată creșterea temperaturilor ciclului se explică prin scăderea cantității de azot și de oxigen din cilindru, de asemenea este posibilă și printr-o ușoară prelungire a duratei arderii.

Concluzia generală este că emisiile poluante reduse ale motorului cu camere separată de virtej pot fi în continuare mășurate prin recircularea controlată a gazelor arse.

În lucrare se prezintă și rezultatele obținute prin încercarea motorului după testul California, precum și cele obținute în perioada de încălzire a motorului.

Lucrarea [32] și [33] se ocupă de influența injectoarelor și a construcției pulverizatorului asupra emisiilor poluante.

Influența poziției injectorului asupra emisiunilor de hidrocarburi pentru o cameră separată de vîrtej, în funcție de direcția jetului de combustibil, pentru un injector cu un singur orificiu, este prezentată în fig.2.20.

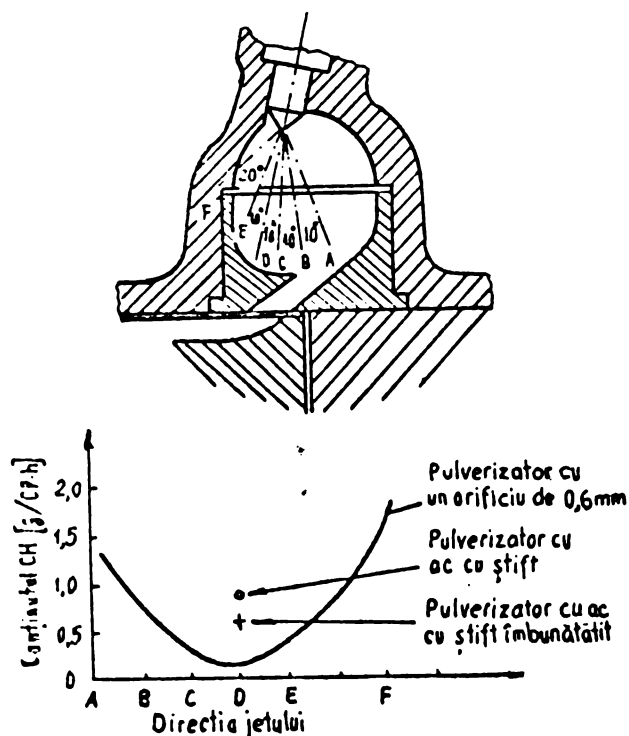


Fig.2.20

emisiunile de hidrocarburi, cresc în cazul dirijării jetului de combustibil spre centrul camerei, contrar cu mișcarea aerului și pentru poziția extremă, cu aplicarea combustibilului pe perete. În aceeași figură se evidențiază și influența tipului de injector asupra emisiunilor de HC.

Se constată că pentru injectorul cu știft, cu volumul micșorat sub sediul acului, emisiunile de HC scad de cca 2.5 ori față de injectorul cu știft de construcție usuală,

orientat după direcția optimă.

Elementele constructive ale orificiilor de injecție din pulverizator - numărul, orientarea, diametrul și lungimea orificiilor - care determină repartiția combustibilului în camera separată de vîrtej, influențează mult emisiunea de fum.

Experimental s-a stabilit că numărul și diametrul orificiilor de injecție au influențasă sensibil emisiunile de NO_x , dacă se menține ne schimbată caracteristica de injecție.

2.5. Variația dintre arhitectura camerei de ardere cu cameră separată de vîrtej și performanțele motorului

Lucrarea [16] se ocupă și cu influența arhitecturii camerei de ardere asupra performanțelor motorului.

Influența poziției canalului de legătură.

Se constată că pentru poziția centrală a canalului, vitezele aerului sînt mai mici, în special pentru camerele separate cu fundul plan și tip clopot.

Relația dintre coeziunea camerei și performanța motorului:

Poziția canalului de legătură în apropiere de centru permite ca gazele noare să curgă mai ușor în camera principală, dînd performanțe mai bune.

În camera cu fundul plan, cu canal tangențial la porțiunea sa circulară, la care s-a constatat o mișcare mai slabă de rotație, performanțele motorului au crescut dacă combustibilul a fost injectat de-a lungul mișcării aerului, dînd rezultate mai bune decît camera sferică. Dacă canalul de legătură a fost așezat în apropierea centrului camerei, s-au obținut mai departe creșterea performanțelor, indiferent de direcția injectării combustibilului.

Pentru camera tip clopot, chiar dacă canalul este așezat tangențial la porțiunea circulară a suprafeței peretelui camerei, direcția injectiei nu e necesară să fie de-a lungul mișcării aerului, pentru a obține o performanță bună. În cazul canalului dirijat, în apropiere de centrul camerei, a fost găsită preferabilă ^{ca}după direcția centrului camerei. Cu toate performanțele acestei camere, ea este inferioară celei cu fundul plan.

Analiza arderii cu ajutorul diagramei indicate e evidențiată că pentru camera sferică, la care mișcarea de vîrtej este foarte intensă, presiunea maximă și viteza de creștere a presiunii sînt foarte înalte, în special dacă canalul de legătură era tangențial la suprafața peretelui camerei și combustibilul a fost injectat către centrul camerei de ardere.

La camera de ardere cu fundul plat, comparată cu camera sferică, rezultă o viteză de creștere a presiunii și a căldurii utile, în stadiul inițial, moderată, iar viteza căldurii utile mai ridicată în camera principală.

În camera separată tip clopot, caracteristicile camerei cu fundul plat sînt mai rezarabile și căldura utilă este mai mare decît în camera separată de vîrtej.

În lucrarea [34] se analizează diferitele metode de

reducere a consumului de combustibili și a emisiilor poluante la motoarele Diesel utilizate pentru autoturisme. O atenție deosebită se acordă modificării procedurii de ardere și geometriei camerei de ardere.

Cercetările privitoare la procedul de ardere au două scopuri principale:

- îmbunătățirea randamentului de ardere;
- reducerea substanțelor nocive, colorante și a zgometului.

Formarea amestecului și arderea sînt determinate în principal de caracteristica de injecție, de forma și suprafața camerei de ardere și de mișcarea aerului.

Procedul de ardere al motorului Diesel V.4. a fost cercetat în funcție de următorii factori:

- geometria camerei separate de vîrtej;
- variația timpilor distribuției;
- utilizarea de materiale de construcție noi.

Geometria camerei

Formarea amestecului și desfășurarea procesului de ardere a fost cercetat cu ajutorul diferitelor camere separate de vîrtej, fig.2.21.

Parametrul de bază a fost raportul dintre volumul camerei și volumul de comprimare. Influența factorilor cercetați asupra caracteristicilor motorului este dată în fig.2.22, 2.23, 2.24.

Îmbunătățirea secțiunii canalului pentru creșterea puterii motorului are ca efect și creșterea nivelului de zgomet la mare în gol și la turații mici.

Prin varierea geometriei camerei, aplatizarea părții inferioare, forma sferică, camera cu degajări (busonare) se influențează vîrtejul de aer și totodată desfășurarea arderei. Utilizarea camerelor separate de vîrtej cu știft sau cu proeminențe (nas) constituie un progres în influențarea zgometului arderei în m.a.c. Variantele cu camere separate de vîrtej cu știft au condus la caracteristici mai slabe ale motorului. Ambele variante de camere separate cu proeminențe arată caracteristici bune și o comportare mai bună la zgomet.

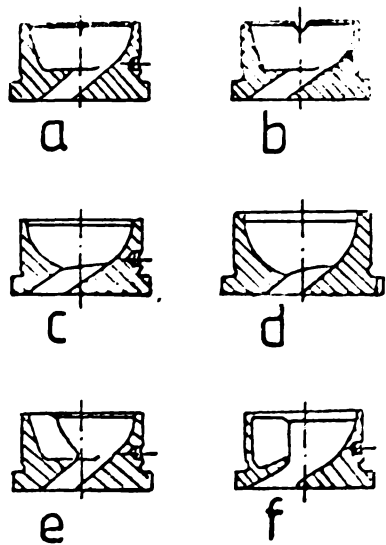


Fig.2.21. Variante de camere separate de virtej: a- construcție clasică, insertie de metal sau ceramică; b-cameră cu știft (oep) de metal sau de ceramică; c- cameră sferică; d- cameră sferică cu parte cilindrică; e- cameră clasică

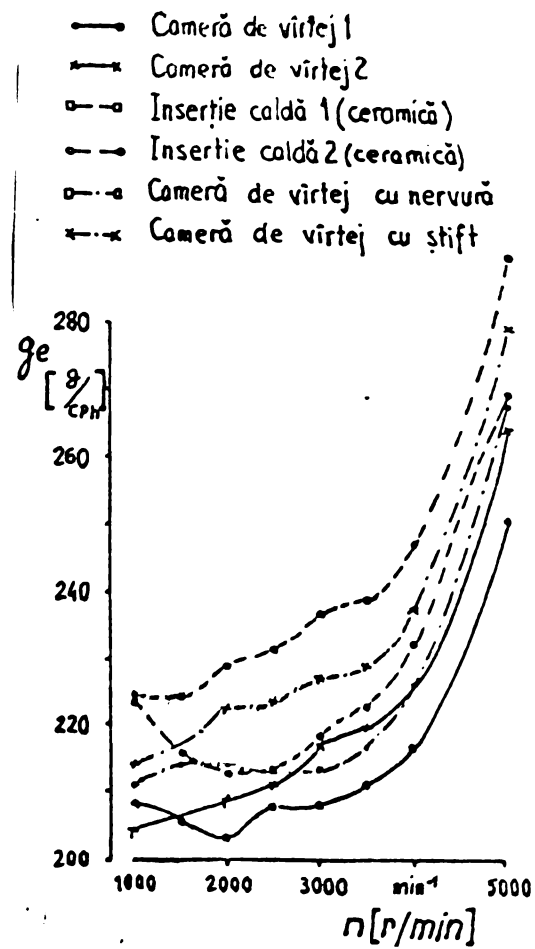


Fig.2.22. Compararea caracteristicilor la plină sarcină

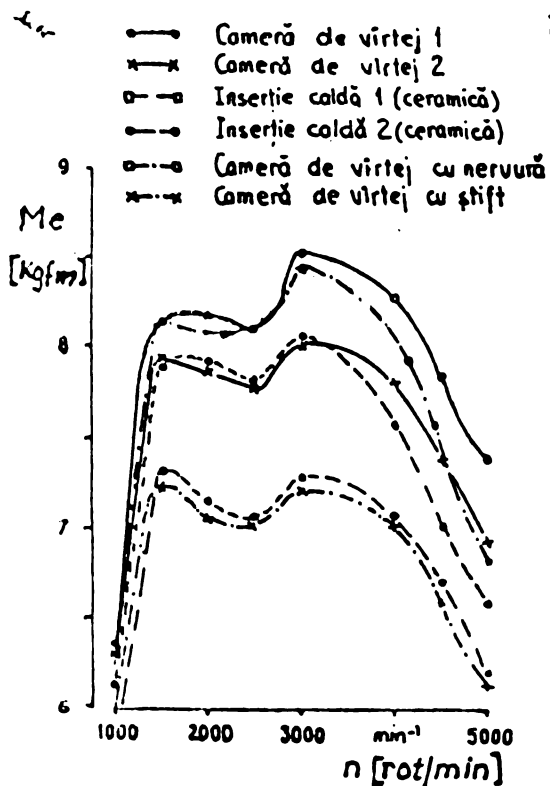


Fig.2.23. Compararea caracteristicilor motorului, la sarcină

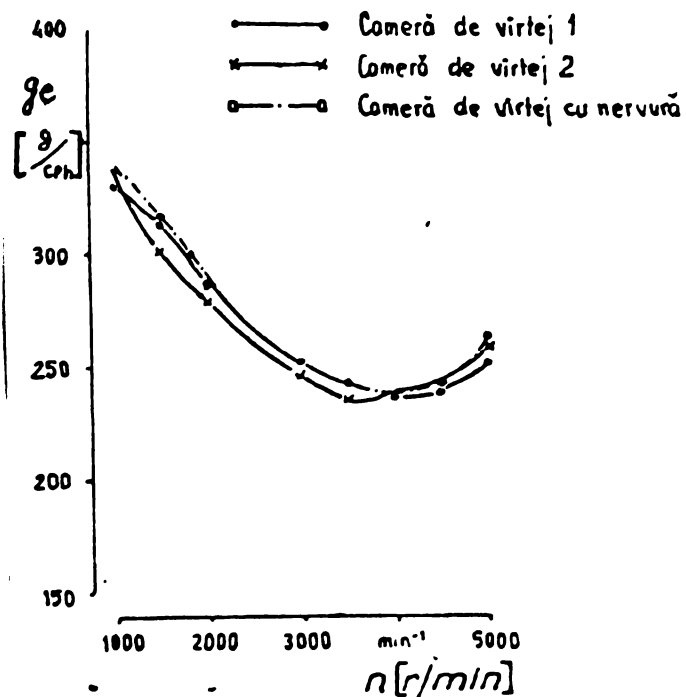


Fig.2.24. Compararea caracteristicilor motorului, sarcină parțială

Varierea timpilor de distribuție influențează de asemenea comportarea la pornire, arderea, caracteristicile motorului și emisiile poluante.

Materialiele ceramice sînt foarte potrivite pentru inserția caldă din cauza rezistenței lor ridicate la temperatură și eroziune, însă sistemul de injecție trebuie acordat cu noile condiții de lucru.

Camere separate de vîrtej cu inserție caldă din materiale ceramice îmbunătățesc comportarea la regimul în întreg domeniul de rotații. Totodată, se reduc emisiile de hidrocarburi, ceea ce se explică prin creșterea temperaturii pereților.

Cu inserțiile calde din materiale ceramice s-au obținut 60 de ore de funcționare la standul de probă și 200 km pe automobil, fără defecte.

În lucrarea [35] destinată motoarelor de autovehicule în capitală privind la formarea amestecului în motorul Diesel, partea la camere împărțite, în fig.2.25 este dată relația între $f_k \delta_k / v_p D_2$ și $v_p D_2$, pentru diferite camere separate de vîrtej.

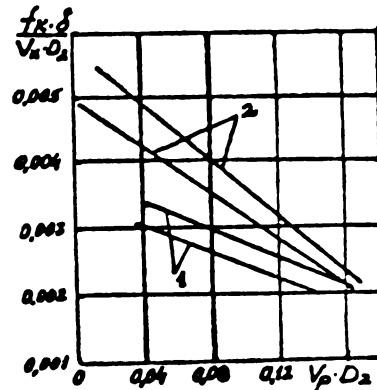


Fig.2.25. - 1- camere cu canale de legătură circulare; 2- camere cu canale de legătură eliptice;
 f_k - aria secțiunii canalelor de legătură;
 δ_k - raportul dintre volumul de comprimare și volumul camerei separate de vîrtej; v_p - viteze medie a pistonului; D - diametrul cilindrului

Punctele din zona haurată, limitată de liniile 1, se referă la camerele separate de vîrtej cu canale de legătură cu secțiune rotundă, iar punctele din apropierea liniilor 2, la motoare cu secțiunea eliptică a canalelor. Această diagramă poate fi utilizată pentru determinarea aproximativă

a secțiunii canalelor de legătură, la proiectare.

După lucrarea [36] pentru alegerea secțiunii canalului se recomandă relația:

$$f_k = 3,5 v_n \sqrt{\frac{v_k}{v_c} n_0} \quad (2.39)$$

stabilități experimentale, în care:

$n_0 = (0,6 - 0,7)n$ - turația corespunzătoare regimurilor de exploatare a motoarelor de transport.

Lucrarea [37] se ocupă de îmbunătățirea soluției energetică a motorului tip D.G. de construcție japonezi; se tratează metodele de creștere a puterii motorului (creșterea coeficientului de umplere, randamentul arderii, randamentul mecanic, turației și a greutății de supraalimentare).

Un interes deosebit prezintă pentru îmbunătățirea arderii, influența arhitecturii inserției camerei separate de viteză și a camerei principale.

Camera separată de viteză este de tip clopot
 $\delta_k = \frac{v_k}{v_0} = 49$; și $\frac{f_k}{f} = 0,85$.

În fig.2.26 se prezintă influența arhitecturii camerei principale asupra momentului și puterii motorului

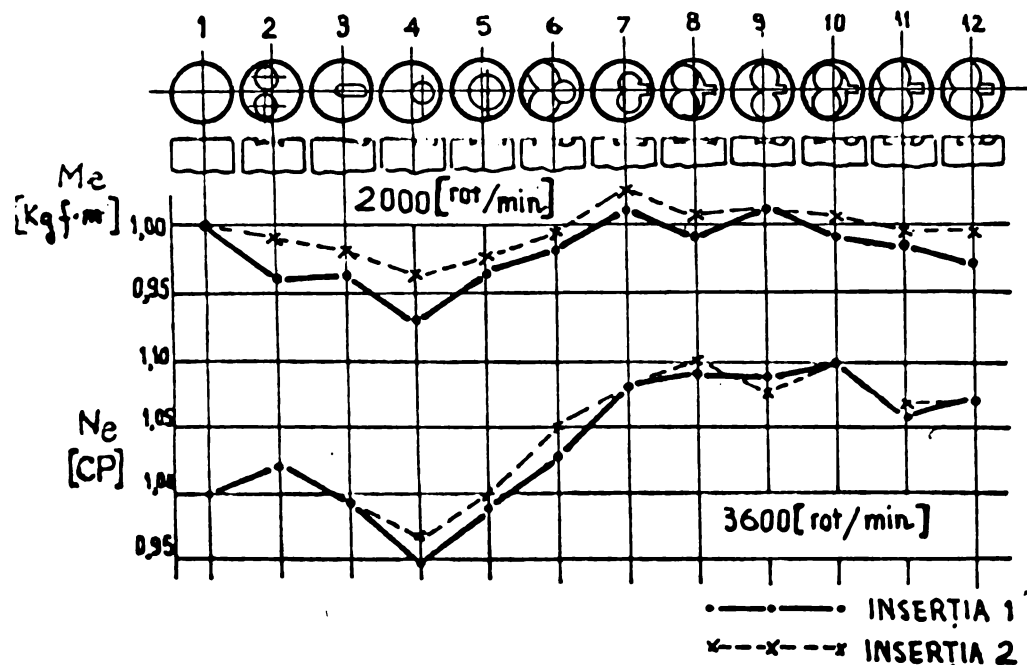


Fig.2.26. Influența arhitecturii camerei principale

In lucrările [30] [33] se prezintă influențele dimensiunilor canalului de legătură l/d și a raportului arilor suprafețelor canalului de legătură/piston f_k/F , asupra raportului dintre consumul specific efectiv și puterea efectivă q_e/i_e , pentru turațiile de 1800 r/min, 2500 r/min și 3000 r/min, fig.2.27, iar influența camerei principale în fig.2.28.

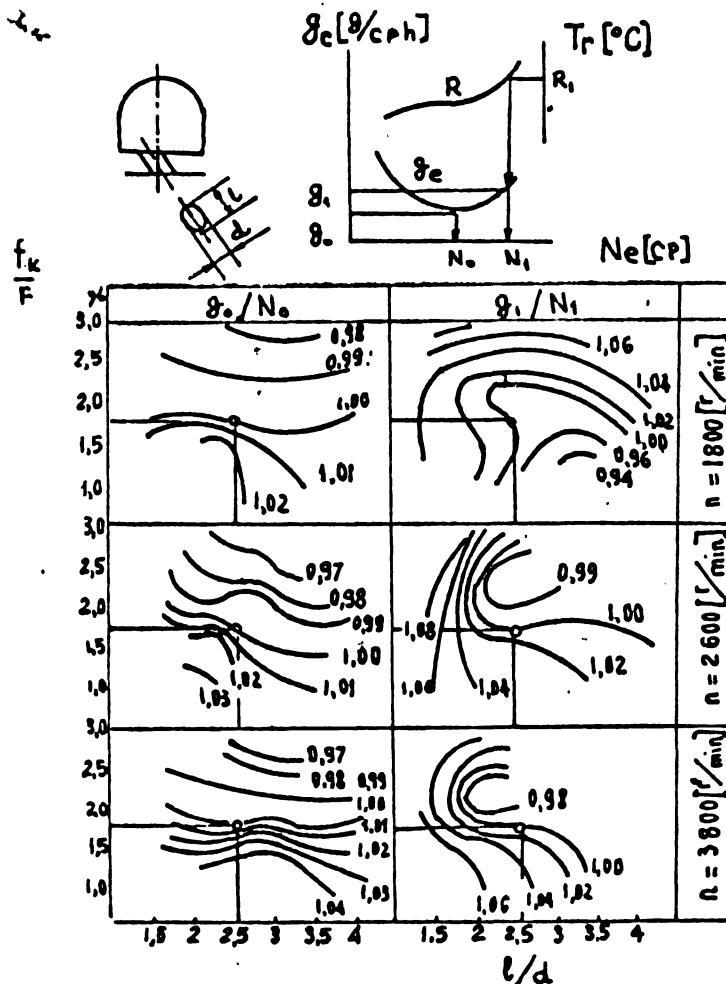


Fig.2.27. Corola, la dintre $\frac{f_k}{F}$ și $\frac{l}{d}$ pentru q_e min și N_e max pentru trei turații diferite

Sau multe cercetări asupra camerei de virtej au fost elaborate în lucrările [39], [40], [41], [42], și [43], lucrările autorului [44] [45] [46] [47], cuprind cercetări foarte detaliate asupra influențelor factorilor constructivi asupra performanțelor motoarelor cu cameră separate de virtej.

În lucrările [48], [49], [50] se prezintă metodologia stabilirii variantei optime pentru soluția energetică aplicată la motorul SU-99 (puterea 1300).

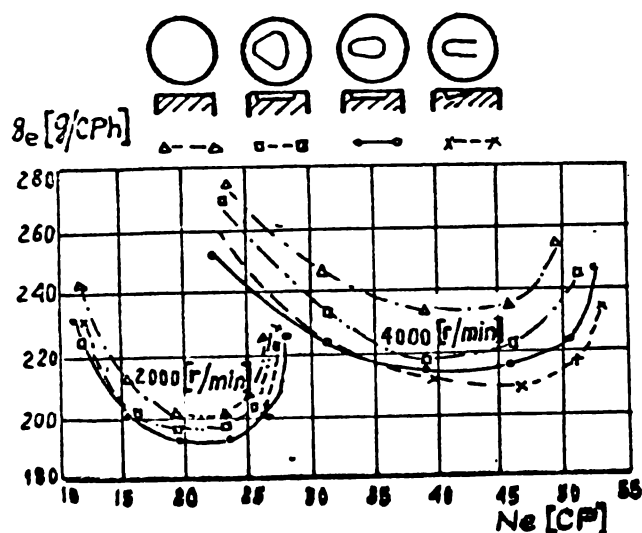


Fig. 2.28. Influența vitezei principale asupra economicității motorului

2.6. Concluzii

Studiul monografic elaborat cuprinde 17 lucrări despre mișcarea aerului în camera separată de vîrtej, 10 lucrări privitoare la formarea amestecului și ardere, 3 lucrări se referă la repartiția temperaturilor în pereții camerei separate de vîrtej, 3 lucrări tratează emisiile poluante, 11 lucrări au ca obiect influența arhitecturii camerei separate de vîrtej și a camerei principale asupra performanțelor motorului. Unele lucrări se referă nu numai la mișcarea aerului, dar și la formarea amestecului și ardere.

Pe baza studiului monografic au fost stabilite concluziile:

1. Nu există pînă în prezent o teorie unitară asupra mișcării aerului în camera separată de vîrtej, dar intensitatea vîrtejului produs este mai mare decît la celelalte tipuri de camere.

Astfel, cercetătorii au avut păreri foarte diferite despre natura vîrtejului: corp solid [1] [2], vîrtej liber sau potențial [7] [8], semiliber [15] iar după [11] [16] [17] natura vîrtejului depinde de foarte mulți factori și în special de poziția canalului de legătură și de viteza pistonului.

2. Anunțurile teoretice și o parte din cele de cercetare experimentală prin metoda fotografierii și vizualizării, privitoare la mișcarea aerului, formarea amestecului și

ardere au fost elaborate pentru secțiuni plane în camere cilindrice.

În realitate aceste procese se desfășoară în trei dimensiuni, astfel încât concluziile stabilite pe baza cercetărilor în două dimensiuni au un caracter convențional.

3. Arătarea teoretică analitică nu cuprinde în general condițiile de limită, cu excepția Lăcrării [10] .

4. Nu se ia în considerare decât mișcările într-un singur plan, mișcările secundare, care pot avea efecte importante, sînt neglijate.

5. Metodele de calcul analitice a camerelor separate de vîrtej, stabilite pe baza mișcării aerului, respectiv a raportului de vîrtej, au o valoare convențională, a unui criteriu de comparație pentru proiectarea lor și explicarea modului de formare a amestecului.

6. Relațiile raportului de vîrtej au fost stabilite numai pentru camerele cilindrice și sferice, ca urmare aplicarea lor pentru alte tipuri de camere de vîrtej nu are sens fizic și poate servi numai la stabilirea unei intensități de vîrtej convenționale.

7. Stabilirea analitică a traiectoriilor picăturilor de combustibil în aerul aflat în mișcare și a traiectoriilor amestecului format prin vaporizarea picăturii, deși nu reflectă desfășurarea fenomenelor, din cazul picăturilor aflate în jet (influența reciprocă dintre picături) permite explicarea nemodificării traiectoriilor amestecului, la același dozaj, odată cu varierea turăției. Dar drumul parcurs de picăturile de combustibil depinde de timp, astfel încît la scăderea turăției, cantitatea de combustibil care ajunge pe perete scade atât la vîrtejul potențial cit și la cel de corp solid, ca urmare repartitia combustibilului în camera de ardere depinde foarte mult de turăție.

8. Cu ajutorul relațiilor de calcul a traiectoriilor amestecului neaprinse se poate face un calcul și pentru traiectoriile gazelor de ardere, pe baza cărora se explică

amestecarea tesnică din camerele separate de vîrtej, în cazul cînd direcția jetului de combustibil este spre perete și în același sens cu vîrtejul.

9. Procedul să se poate aplica în camera de vîrtej în condiția unui vîrtej de intensitate mare, dar aplicarea se are loc în condiții diferite de camera cupă în piston M.I. În cazul camerei de vîrtej se utilizează un injector cu cep, se aplică numai o parte din combustibil pe perete, iar răciră se este diferită de cea a camerei cupă în piston.

În realitate nu se poate considera formarea amestecului în camera de vîrtej pur volumică, fiindcă o parte din combustibil ajunge și pe perete.

10. Metoda de analiză a procesului de ardere în camere separată de vîrtej și în camera principală din lucrările [26] și [27] se bazează pe stabilirea cu ajutorul relației bilanțului energetic și a bilanțului de masă, a caracteristicii vitezei cilindrici utile, a temperaturilor și a gazilor poluanți.

11. Pentru cercetarea experimentală a mișcărilor aerului, formării amestecului și a arderii, au fost utilizate mai multe metode și aparate: anemometru mecanic, traductor capacitiv, vizualizare cu model cu lichid, vizualizare cu model dinamic, vizualizare cu plasmă, diagrame indicată, fotografiere rapidă, sondă de ionizare și analiză spectrală. Diversitatea foarte mare a metodelor și aparatelor utilizate a permis cunoașterea calitativă a proceselor din camera separată de vîrtej, fără să fie posibilă cunoașterea lor cantitativă, exactă.

12. Influența temperaturii pereților crește numai la plină sarcină, la sarcini parțiale influența direcției jetului de combustibil depășește influența temperaturii, totuși temperaturile înalte ale pereților influențează desfășurarea proceselor.

Intârzierea la aprindere are valori reduse la temperaturi înalte, independent de sarcina motorului și direcția jetului de combustibil.

ca plină și răsini intensificarea răcirii pereților reduce consumul specific de combustibil, temperaturile gazelor și gradul de fum.

Pe baza concluziilor stabilite se recomandă să se stabilească temperatura medie a pereților pentru fiecare construcție de cameră. Valorile medii optime sînt cuprinse între 150° - 200° C.

13. Emisiile poluante reduse ale motorului cu cameră separată de virtej pot fi în continuare micșorate prin recircularea controlată a gazelor arse.

Poziția injectorului și construcția pulverizatorului influențează cantitățile de emisii poluante.

14. Cercetările referitoare la influența arhitecturii camerei separate de virtej și a camerei principale, au stabilit că asupra performanțelor motorului au un efect important: geometria camerei de ardere, raportul dintre volumul camerei separate și volumul de comprimare, raportul dintre suprafața secțiunii canalului de transvasare și suprafața pistonului, direcția jetului de combustibil (distanțe dintre centrul de rotație al camerei și axa jetului, unghiul dintre axa camerei și axa jetului) și poziția canalului.

Întotdeauna o influență foarte mare are și arhitectura camerei principale de ardere.

3. Modelarea fizică și matematică a mișcării aerului și a repartiției combustibilului în curelele separate de vîrtej

3.1. Mișcarea aerului în camera separată de vîrtej

Mișcarea aerului creată în camera separată de vîrtej este o mișcare de vîrtej organizată, care poate fi caracterizată prin relația:

$$v_{\theta} r^m = k \quad [51] \quad (3.1)$$

unde:

v_{θ} - viteza tangențială;

r - raza vîrtejului;

k - constantă;

- pentru $m = 1$ vîrtejul este potențial, iar constanta conține circulația:

$$\Gamma = 2 \pi r v_{\theta} \quad (3.2)$$

- pentru $m = -1$ vîrtejul este de corp solid, iar constanta devine egală cu viteza unghiulară:

$$v_{\theta} = r \cdot \omega \quad (3.3)$$

Mișcarea de vîrtej forțat apare cînd toate particulele au aceeași viteză unghiulară, ca urmare viteza tangențială și forța centrifugă cresc odată cu creșterea razei, spre deosebire de mișcarea de vîrtej liberă sau potențială, în care aceste mîrimi scad cu creșterea razei.

Jurgingerea în camera de vîrtej poate fi aproximată printr-o compunere a vîrtejului de corp solid cu vîrtejul potențial:

$$v_{\theta} = k_1 r + \frac{k_2}{r} \quad [52] \quad (3.4)$$

cea ce înlocuiește al exponentul m din relația (3.1) este variabil. Exponentul m depinde în principal de viteza pistoanului și de poziția cameralului de legătură și scade odată cu creșterea următoarelor parametri:

- intensificarea mișcărilor secundare;
- componenta radială a vitezei;

- cantitatea de combustibil antrenat;
- rugozitatea peretelui.

În apropierea p.m.i., respectiv în perioada injecției $k_2 = 0$, ceea ce transformă relația (3.4) în ecuația unui vîrtej de corp solid.

Dacă se consideră un tub de vîrtej constrins să-și păstreze permanent poziția și se neglijează forțele exterioare, ecuația de mișcare este:

$$\frac{dv}{dt} = - \frac{1}{\rho} \nabla p \quad (3.5)$$

dar există în decît accelerația centripetă spre centru:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{v^2}{r} \quad (3.6)$$

rezultă:

$$\frac{v^2}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r}$$

$$p = \rho \int \frac{v^2}{r} dr + C \quad (3.7)$$

Pentru domeniul exterior vîrtejului:

$$v_s = \frac{\Gamma}{2\pi r} \quad (3.8)$$

și pentru interiorul vîrtejului:

$$v_s = \omega r \frac{\Gamma r}{2\pi r^2}$$

în care:

r - raza vîrtejului.

În cazul unui vîrtej oarecare se vor folosi relațiile (3.1) și (3.6)

Determinarea vitezei în orice punct al fluidului se face în considerare a condițiilor de limită se poate face cu ajutorul ecuației lui Poisson dedusă din cunoașterea repartiției vîrtejului și a divergenței vitezei. Pentru determinarea vitezei este necesară și cunoașterea condiției suplimentare și anume a componentei normale a vitezei pe suprafața care limitează volumul de fluid studiat.

Pentru calculul vitezei \vec{v} sînt date ecuațiile:

$$\operatorname{div} \vec{v} = \dot{\epsilon}, \operatorname{rot} \vec{v} = \vec{\Omega} \quad [53] \quad (3.9)$$

Viteza \vec{v} se consideră ca suma a două viteze:

$\vec{v} = \vec{v}_1 + \vec{v}_2$, unde \vec{v}_1 este viteza care depinde de divergența $\dot{\epsilon}$ și vorticitatea ei este egală cu zero, iar \vec{v}_2 este viteza determinată de vorticitate și divergența ei este egală cu zero. Astfel, pentru determinarea vectorului \vec{v}_1 avem condițiile:

$$\operatorname{div} \vec{v}_1 = \dot{\epsilon}, \operatorname{rot} \vec{v}_1 = 0 \quad (3.10)$$

iar pentru vectorul \vec{v}_2 :

$$\operatorname{div} \vec{v}_2 = 0, \operatorname{rot} \vec{v}_2 = \vec{\Omega} \quad (3.11)$$

Pentru \vec{v}_1 din relațiile (3.10) se deduce că mișcarea este irrotatională, ceea ce înseamnă că există un potențial de viteză φ :

$$\vec{v}_1 = \nabla \varphi \quad (3.12)$$

Înlocuind în prima ecuație (3.9) se obține:

$$\nabla^2 \varphi = \dot{\epsilon} \quad (3.13)$$

Din ecuația de continuitate se obține:

$$\operatorname{div} \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (3.14)$$

iar ecuația lui Poisson poate fi scrisă:

$$\nabla^2 \varphi = -\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (3.15)$$

care pentru mișcarea plană, în coordonate polare are forma:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \theta^2} = -\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} \quad (3.16)$$

care permite rezolvarea cu includerea condițiilor de limită precizate de distribuția vitezelor în secțiunea de la intrare în camera de vorticitate.

Această distribuție poate fi stabilită numai în cazul cunoașterii distribuției vitezelor la ieșirea din canalul de legătură. Canalul de legătură prezintă discontinuități mari din cauza variațiilor mari ale vitezei atât în suprafața de la intrare cât și în cea de la ieșire, care în cazul vitezelor mari de curgere nu permite o tratare analitică.

În camera separată de vîrtej tip ci-pot mișcările sînt mai complicate decît în camera sferică:

- la intrare în camera de vîrtej, din cauza densității, se produce desprinderea ale curentului de aer însoțite de vîrtejuri locale;

- o parte din aer se răspîndește lateral în sensul curentului determinînd mișcări secundare de rotație în jurul axei camerei de ardere;

- particulele de aer, dirijate după direcția canalului, în contact cu partea cilindrică a camerei se deplasează o parte axial spre partea sferică a camerei, iar altele de-a lungul pereților suprafeței cilindricului;

- partea din aer care este dirijată direct spre suprafața sferică capătă o mișcare de rotație care parțial se menține, din cauză că o altă parte din aer se deplasează de-a lungul suprafeței cilindricului și este oprită de peretele plan al camerei.

Din cauza dificultăților pe care le prezintă tratarea analitică a mișcării aerului și mai ales a gazelor arse, pentru evaluarea lor cantitativă se recomandă folosirea sistemului de ecuații diferențiale principale din dinamica gazelor:

- ecuația lui Bernoulli pentru un gaz:

$$d\left(\frac{v^2}{2}\right) = -\frac{1}{\rho} dp \quad [34] \quad (3.17)$$

în care:

$$v^2 = v_x^2 + v_y^2 + v_z^2$$

- ecuația de continuitate:

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \left(\frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_y}{\partial y} + \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = 0 \quad (3.18)$$

- ecuația de stare a gazului:

$$p v = R T \quad (3.19)$$

- ecuația energiei:

$$1 + \frac{v^2}{2g} = c t \quad (3.20)$$

deoace se exprimă entalpia specifică i în funcție de T și de exponentul isentropic κ și se ia în considerare ecuația de stare

a gazului se obține forma usuală a ecuației energiei:

$$\frac{\chi}{\chi - 1} \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} = \text{const.} \quad (3.21)$$

3.2. Influența parametrilor camerei asupra vîrtejului

Miscarea unui fluid viscos de-a lungul unui perete diferă de mișcarea principală datorită frecărilor care apar.

Astfel că în camera de vîrtej, dacă se consideră că aerul se mișcă cu $\omega = \omega t$, în apropierea peretelui, din cauza apariției stratului limită, viteza unghiulară scade rapid, ajungînd la perete egală cu zero; $\omega = 0$.

Grosimea stratului limită:

$$\delta = d = \alpha_1 \quad (3.22)$$

în care:

δ - grosimea stratului limită;

d - raza camerei de vîrtej;

α_1 - raza pînă la care viteza rămîne practic egală cu viteza curentului principal (scăderea vitezei este mai mică decît 1%).

Mărimea grosimii stratului limită depinde de: forma corpului de-a lungul căruia are loc curgerea, viteza de curgere, viscozitatea fluidului și de numărul lui Reynolds, respectiv de natura curgerii laminare sau turbulente.

În camera de vîrtej, datorită perturbațiilor și discontinuităților curgerii este turbulente, ca urmare într-o primă aproximație considerăm peretele camerei ca o placă plană, grosimea stratului limită turbulent poate fi exprimată prin relație:

$$\delta(x) = 0,37 \left(\frac{x}{\alpha_1} \right)^{1/2} \quad (3.23)$$

unde:

u_1 - viteza de curgere pentru $r = \alpha_1$;

l - lungimea de referință a conturului de-a lungul căruia are loc curgerea.

În cazul curgerii turbulente, grosimea stratului limită nu mai este neglijabilă, din cauză că amestecarea particulelor într-un strat turbulent conduce la o creștere intensă a grosimii stratului laminar, în comparație cu stratul limită

laminar.

Din cauza stratului limită vîrtejul de aer suferă modificări în apropierea peretelui, ceea ce are ca efect suprapunerea peste vîrtejul cu $\omega = \text{ct}$, a unui vîrtej cu $\omega \neq \text{ct}$, care are forma unui vîrtej cvasipotential.

Legea de variație a lui ω în stratul limită poate fi stabilită numai în cazuri foarte simple. Pentru a cerceta influența calitativă a reducerii vitezei unghiulare în apropierea pereților circulari se admite, pentru viteza unghiulară, relația:

$$\omega = \frac{\omega_1 a_1^2}{r} f(r) \quad (3.24)$$

funcția $f(r)$ admitînd următoarele condiții de limită:

$$\begin{aligned} f(a_1) &= 1 \\ f(a) &= 0 \end{aligned} \quad (3.24a)$$

Dacă în ecuația mișcării (3.6) se înlocuiește $\rho = p/\lambda^2$ se obține:

$$\frac{a_1 \omega_1^2}{a^2} \frac{r^2(r)}{r} dr = \frac{dp}{p} \quad (3.25)$$

$$\frac{a_1^2 \omega_1^2}{a^2} \int_{a_1}^r \frac{r^2(r)}{r} dr = \ln p/p_{a_1} \quad (3.25a)$$

$$p = p_{a_1} \exp\left(\frac{r_1 \omega_1^2}{a^2} \lambda r\right) \quad (3.26)$$

în care:

$$\lambda r = \int_{r_1}^r \frac{r^2(r)}{r} dr \quad (3.26a)$$

Din relația (3.26) se deduce că gradientul de presiune scade în stratul limită, ceea ce conduce la creșterea unei zone în care concentrațiile moleculelor ușoare și grele (de ex. oxigen și motorină) se mențin aproximativ la valoarea de la $r = a_1$.

Mărirea zonei stratului limită poate avea o influență destul de mare asupra volumului de amestec inițial pregătit pentru ardere, ținînd seama de faptul că legile schimbului de masă sînt determinate de legile mișcării.

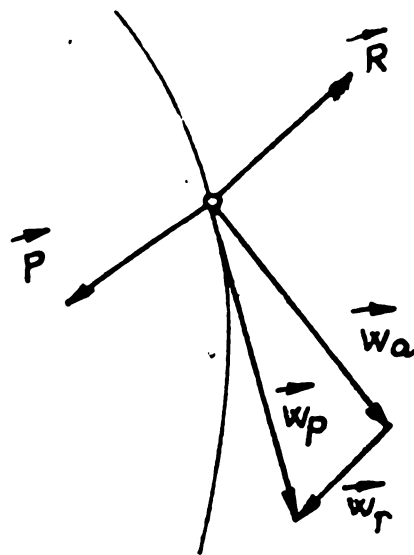
3.3. Repartiția combustibilului în camera separată de viteză [59]

Studiul teoretic al repartiției combustibilului și formării amestecului se poate face pe baza teoriei picăturii izolate, ceea ce înseamnă studiul comportării picăturii formate prin injecția de combustibil în camera de ardere.

Trajectoriile picăturilor se pot calcula dacă se cunoaște câmpul de viteză al aerului și repartiția picăturilor de diferite mărimi în jetul de combustibil. Acest calcul este necesar să fie corelat cu calculul vaporizării picăturilor, fiindcă în urma scaderii diametrelor picăturilor acestea își modifică traiectoria.

În general, picăturile se deplasează după o traiectorie spirală spre peretele camerei de ardere, cele mici se vaporizează complet, iar cele mari ajung încă în stare lichidă pe perete. Există astfel posibilitatea de a calcula cantitatea de combustibil care s-a vaporizat după un interval de timp și cantitatea de combustibil care ajunge în stare lichidă pe peretele camerei de ardere.

Condițiile de mișcare ale picăturilor de combustibil se obțin din ecuația de echilibru a forțelor care acționează asupra picăturii, fig.3.1; ecuația de echilibru a forțelor este:



$$m_p \vec{a} = \vec{R} + \vec{P} \quad (3.27)$$

în care:

$$m_p = \rho_f \frac{\pi d^3}{6} \quad - \text{masa picăturii;}$$

\vec{a} - accelerația picăturii

Fig.3.1. Diagrama vitezelor și a forțelor care acționează asupra picăturii

\vec{a} - forța de frecare cu aerul, paralelă și de sens opus vitezei relative \vec{v}_r dintre picătură și aer;

\vec{P} - forța datorită gradientului de presiune al aerului; forța \vec{P} are direcția acestui gradient și sensul opus;

\vec{v}_p - viteza picăturii; ρ_p - densitatea picăturii;

\vec{v}_a - viteza aerului; d - diametrul picăturii.

Forța de greutate a picăturii se neglijează, din cauză că este de $10^4 - 10^5$ ori mai mică decât celelalte forțe.

Din relația (3.27) se deduce accelerația iar prin integrare viteza și traiectoria picăturii.

Forța de rezistență a aerului are expresia:

$$\vec{a} = -c_w \frac{\rho_a}{2} \vec{v}_r |\vec{v}_r| \quad (3.23)$$

unde:

c_w - coeficientul de frecare cu aerul;

$F = \frac{\pi d_p^2}{4}$ - suprafața picăturii;

ρ_a - densitatea aerului.

c_w nu este constant, el se determină în funcție de numărul lui Reynolds, care caracterizează mișcarea picăturii în aer.

În literatura de specialitate sînt date diferite relații pentru calculul lui c_w , prin folosirea oricăror din aceste relații se obțin valori apropiate ale coeficientului de frecare.

Forța datorită presiunii P este dată de relația:

$$P = -V \nabla p \quad (3.29)$$

iar gradientul presiunii:

$$\nabla p = \rho_a \omega_a^2 \vec{r} \quad (3.30)$$

în care:

ω_a - viteza unghiulară a aerului;

Este necesar să se precizeze că expresia de mai sus a gradientului este valabilă numai în cazul cînd aerul se

mișcă sub formă de vîrtej de corp solid, adică $\omega_a = \text{ct.}$

Cu ajutorul relațiilor stabilite pentru \vec{R} și \vec{P} , ecuația de mișcare devine:

$$\vec{a} + \frac{3c_w}{4d_p} \frac{\rho_a}{\rho_p} \vec{w}_r \left| \vec{w}_r \right| + \frac{\rho_a}{\rho_p} \omega_a^2 \vec{r} = 0 \quad (3.31)$$

Dacă se consideră că aerul se mișcă sub forma unui vîrtej de corp solid, viteza relativă este:

$$\vec{w}_r = \vec{w}_p - \vec{w}_a \quad (3.32)$$

prin înlocuirea expresiei lui \vec{w}_r în (3.31) rezultă:

$$\vec{a} + \frac{3c_w}{4d_p} \frac{\rho_a}{\rho_p} (\vec{w}_p - \omega_a \times \vec{r}) \left| \vec{w}_p - \omega_a \times \vec{r} \right| + \frac{\rho_a}{\rho_p} \omega_a^2 \vec{r} = 0 \quad (3.33)$$

Ecuația (3.33) poate fi scrisă sub forma unui sistem de două ecuații diferențiale de ordinul doi. Dacă se folosesc coordonatele polare:

$$\begin{aligned} r_r = r; \quad r_\theta = r; \quad a_r = \ddot{r} - r\dot{\theta}^2; \quad a_\theta = r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta} \\ w_{rr} = \dot{r}; \quad w_{r\theta} = r\dot{\theta} - \omega_a r \end{aligned} \quad (3.34)$$

$$\ddot{r} = r\dot{\theta}^2 - \frac{3c_w}{4d_p} \frac{\rho_a}{\rho_p} \dot{r} \sqrt{\dot{r}^2 + (r\dot{\theta} - \omega_a r)^2} - \frac{\rho_a}{\rho_p} \omega_a^2 r = 0 \quad (3.35)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{2\dot{r}\dot{\theta}}{r} - \frac{3c_w}{4d_p} \frac{\rho_a}{\rho_p} (\dot{\theta} - \omega_a) \sqrt{\dot{r}^2 + (r\dot{\theta} - \omega_a r)^2} = 0 \quad (3.36)$$

Ecuațiile se pot integra pas cu pas cu ajutorul metodei diferențelor finite, cu luarea în considerare a variației lui c_w și d_p în funcție de timp; pe parcursul integrării ele vor avea, la fiecare pas de integrare, alte valori

Valoarea lui c_w se determină în funcție de numărul Re, care se poate calcula cunoscînd în fiecare moment diametrul picăturii și viteza sa relativă. Diametrul picăturii pînă la începutul vaporizării este constant, după care scade conform relației:

$$d_p = d_{op} - kt \quad (\text{Nu} \approx 2) \quad (3.37)$$

unde:

$$k = \frac{8 \lambda}{1 \rho_p} (t_a - t_{pv}) = \frac{8 D_p}{\rho_p} \quad (3.38)$$

d_{0p} - diametrul inițial al picăturii;

λ - coeficientul de conductibilitate termică a aerului;

l - căldura latentă de vaporizare a combustibilului;

t_a - temperatura aerului;

t_{pv} - temperatura de vaporizare;

D_p - coeficientul de vaporizare la presiunea p .

Calculul vaporizării picăturilor se efectuează în două faze:

- faza 1, corespunde încălzirii combustibilului până la temperatura de vaporizare, diametrele picăturilor rămânând constante și se calculează timpul în care picăturile ajung la temperatura de vaporizare;

- faza 2, corespunde vaporizării combustibilului, pentru care se calculează relația scăderii diametrelor picăturilor în funcție de timp și cantitatea de combustibil care se vaporizează.

Calculul vaporizării poate fi aplicat pentru întregă cantitate de combustibil injectată. Se apreciază că repartiția picăturilor în jet respectă relația:

$$V = e^{-\xi^n} \quad (3.39)$$

în care:

ξ - x/x_0 - diametrul relativ al picăturilor;

V - volumul total al picăturilor al căror diametru este mai mic decât x ;

x_0 - mărimea caracteristică a picăturilor (diametrul la care $V = \frac{1}{e} = 0,368$)

relația dintre diametrul mediu și cel caracteristic

este:

$$x_m = x_0 \sqrt[n]{\ln 2} \quad (3.40)$$

unde:

$n = 2 - 4$ - coeficientul de repartizare al picăturilor, caracterizează omogenitatea pulverizării.

Numărul picăturilor cu diametrul x și $x + dx$ este:

$$dn_x = \frac{dV}{\frac{\pi x^3}{6}} = -n \frac{6}{\pi} \cdot \frac{x^{n-4}}{x_0^n} e^{-\left(\frac{x}{x_0}\right)^n} dx \quad (3.41)$$

Diametrul picăturii după timpul t , datorită vaporizării sale la:

$$x_t = \sqrt{x^2 - kt} \quad (3.42)$$

iar volumul picăturii $v_t = \frac{\pi}{6} (x^2 - kt)^{3/2}$

Picăturile de combustibil cu un diametru mai mic decât \sqrt{kt} se vaporizează complet în acest timp. Astfel cantitatea de combustibil ce nu s-a vaporizat pînă în timpul t este:

$$v_t = \int_{\sqrt{kt}}^{\infty} v_t dn_x = \int_{\sqrt{kt}}^{\infty} -n \cdot \frac{x^{n-4}}{d_n} (x^2 - kt)^{3/2} e^{-\left(\frac{x}{x_0}\right)^n} dx \quad (3.43)$$

cunoscîndu-se caracteristica de injecție sau variația cantității de combustibil injectat în funcție de timp, se poate determina cantitatea de combustibil vaporizată. Procedeu este însă foarte complicat, de aceea, pentru calculele practice, se recomandă, fără erori prea mari, admiterea unor valori medii ale diametrelor picăturilor din anvelopa jetului de 16 - 30 μm .

3.4. Concluzii

Modelarea matematică a mișcării aerului și a repartiției combustibilului în camera separată de vîrtej, a condus la următoarele concluzii:

1. Stabilirea vitezelor aerului în camera separată de vîrtej este foarte mult influențată de pereți și de vîscozitatea aerului, influențe neglijate în relațiile de calcul.
2. Repartiția combustibilului în camera separată de vîrtej, determinată prin metoda prezentată, nu ignoră abaterile cauzate de neglijarea vitezei inițiale aerului de jetul de combustibil.

4. Verificarea mișcării aerului în camera separată de vîrtej cu ajutorul unui model dinamic bidimensional cu lichid

4.1. Generalități

Scopul cercetării este stabilirea mișcării aerului, formarea și structura vîrtejului în camere separate de vîrtej tip clopot. Din lucrările de specialitate apărute pe plan mondial rezultă că procedeul prin analogie bidimensională cu apă este foarte potrivit pentru cercetarea structurii și formării vîrtejului.

Importanța cercetărilor pe modele constă în desfășurarea proceselor în model la fel ca în procesul real. Astfel, rezultatele obținute pe model pot fi transpuse în procesul real, dacă criteriile lor de similitudine sînt două cîte două egale.

Pentru camerele separate de vîrtej sferice și cilindrice a fost cercetată mișcarea aerului în lucrarea [17] în care se prezintă criteriile de similitudine folosite, modelul dinamic bidimensional și metoda de cercetare. Condițiile de experimentare și modelul au fost dimensionate pe baza condiției egalității dintre criteriul λ rousle stabilit pe model și criteriul λ echivalent pentru aerul comprimat în apropiere de vîrtejul camerei de comprimare în cilindrul motorului.

În lucrarea [60] se modelează mișcările în camere de ardere unitare folosindu-se modele dinamice cu o singură cameră tridimensionale.

Astfel se poate aprecia că pînă în prezent nu a fost cercetată mișcarea vîrtejului și structura sa pe modele dinamice bidimensionale pentru camere separate de vîrtej tip clopot, motiv pentru care se abandonează această cercetare în cadrul tezei de doctorat, pentru care s-a conceput și realizat un model dinamic bidimensional al unui cilindru cu camere separate de vîrtej tip clopot.

4.2. Stabilirea criteriilor de similitudine [61] [62] [63] [64] [65] [66]

În cazul motorului cu ardere internă, pentru stabili-

lirea criteriilor de similitudine se introune micini specifice funcționării motoarelor, ca de exemplu durata în timp a unei rotații a arborelui motor τ_r , cursa J și viteza medie a pistonului c_m .

Densitatea ρ , diferența de presiune Δp și viscozitatea ν se raportează la starea inițială, transformându-se în micini adimensionale.

Fluidul se consideră incompresibil, respectiv se neglijează variația densității la viteze mari de curgere. În continuare se admite că fluidul, la începutul procesului de curgere, se află în repaus (se neglijează procesul schimbării gazelor și nu se produce nici un schimb de căldură prin conductivitate).

Pe baza acestor ipoteze simplificatoare se pot scrie următoarele criterii:

- Numărul lui Strouhal

$$\left(\frac{J}{c \cdot \tau_r}\right)_M = \left(\frac{J}{c \cdot \tau}\right)_m \quad (4.1)$$

- Numărul lui Froude

$$\left(\frac{c_m^2}{g \cdot J}\right)_M = \left(\frac{c_m^2}{g \cdot J}\right)_m \quad (4.2)$$

- Numărul lui Euler

$$\left(\frac{\Delta p}{\rho \cdot c_m^2}\right)_M = \left(\frac{\Delta p}{\rho \cdot c_m^2}\right)_m \quad (4.3)$$

- Numărul lui Reynolds

$$\left(\frac{c_m \cdot J}{\nu}\right)_M = \left(\frac{c_m \cdot J}{\nu}\right)_m \quad (4.4)$$

în care indicii: M - model; m - motor.

Din literatura de specialitate se cunoaște că, numărul lui Froude este puțin folosit pentru corectări, din cauză că influența forței de greutate, ca forță acceleratoare este neglijeabilă datorită densității mici a gazelor. Dacă forțele de viscozitate și forțele de greutate sînt neimportante și se neglijează forța de inerție produsă prin mișcarea pistonului, numărul lui Euler are valoarea 1. Forța de inerție este produsă

astfel numai datorită forței de presiune. Cu aceste simplifi-
cări a similitudinii aproximative, în cazul modelului bidimen-
sional utilizat se folosește criteriul Reynolds [67] .

4.3. Metoda de cercetare experimentală

4.3.1. Instalația experimentală

Partea principală a instalației experimentale este
modelul dinamic bidimensional executat dintr-un material plas-
tic transparent (stiplex), fig.4.1 și fig.4.2.

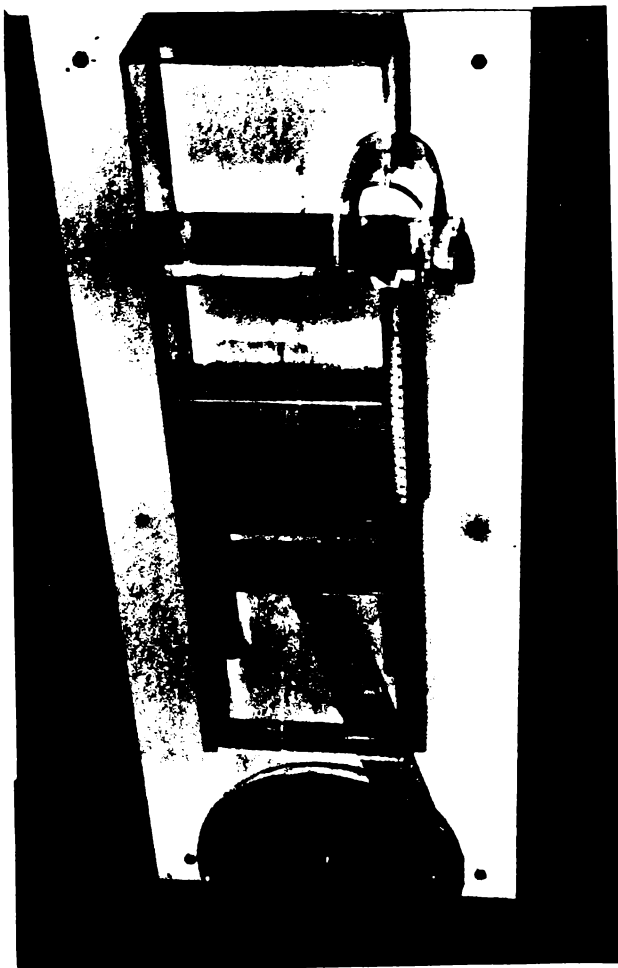


Fig.4.2. Fotografia modelului
dinamic

Scara geometrică raportată
la motorul 4.95 l este 2:1,
iar înălțimea pereților
modelului $h = 100$ mm.

Camera separată de viteză
tip clopot este prevăzută
numai cu canalul principal
de legătură. Din cauză că
diametrul canalului saxi-
liar de pornire este nu-
măi $\delta = 2$ mm, astfel secți-
unea sa reprezintă 3,9%
din secțiunea canalului
principal, de unde rezul-
tă că influența sa este
neglijabilă asupra migra-
rilor aerului.

Stangarea pistonului este
asigurată cu o placă de
cauciuc montată transver-
sal la distanța de 2,5 mm
de peretele capului pis-
tonului.

Stabilirea poziției pistonului față de p.m.i. în
momentul fotografierii se face cu ajutorul unei rigle gradate
în mm, fixată lângă cilindrul modelului.

Modelul este antrenat cu un motor electric de curent
continuu tip M-2-24 V, cu turația variabilă, funcție de ten-
siune (10-24 V).

- 1- Chiulasă
 2- Cameră separată
 de vîrtej
 3- Canal de legătură
 4- Riglă gradată
 5- Cilindru
 6- Piston
 7- Garnitură cauciuc
 8- Bolt
 9- Biela
 10- Disc

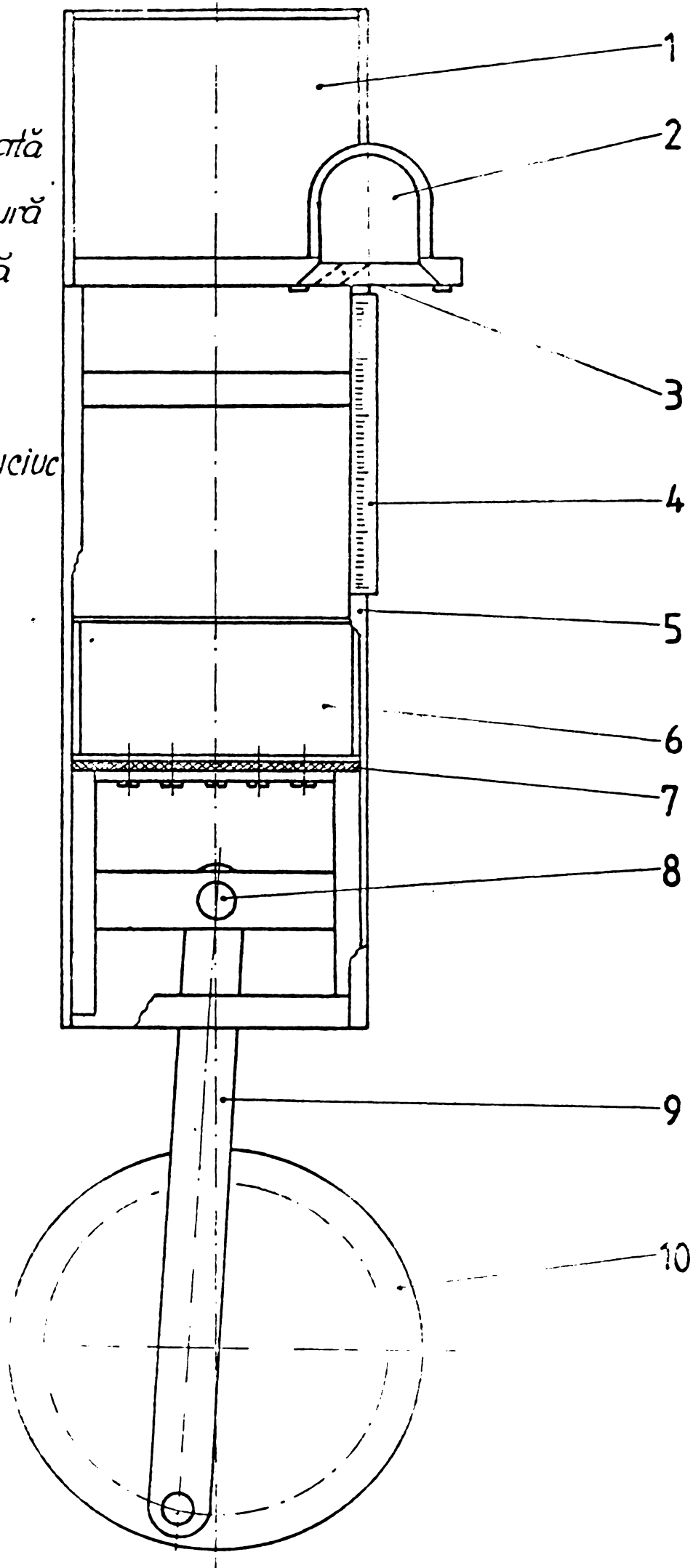


Fig 41

Fotografiile au fost executate cu un aparat fotografic tip Exata Vorex - R.D.G.

4.3.2. Visualizarea curenților [63] [69]

Cercetarea proceselor de curgere spațială și plană la numere Reynolds mari, trebuie efectuată cu corpuri complet scufundate. Lamelele de apă sînt foarte potrivite pentru vizualizarea proceselor spațiale prin introducerea în apă de particule solide, vopsea sau bule de gaze.

În cazul de față, pentru vizualizarea curenților s-au folosit:

- semințe de muștar în apă sărată, pentru a mări densitatea apei;
- pulbere de hipermanganat de potasiu;
- frunze de ceai negru;
- ieurt fierbinte;
- praf de alumina;
- cerneală albastră;

rezultatele cele mai bune s-au obținut cu semințe de muștar în apă sărată și cu pulbere de hipermanganat de potasiu.

Densitatea substanțelor folosite a fost ceva mai mică decît densitatea apei, astfel cîmpul de viteză nu a fost influențat de masa particulelor.

Observarea directă a curenților prin vizualizare a fost completată prin fotografierea lor.

4.4. Rezultate experimentale

Prin fotografierea camerei de ardere a motorului, s-au obținut următoarele rezultate:

În fig.4.3 este redată imaginea vizualizării mișcărilor apei cu ceai. Fotografierea a fost executată după mai multe curse ale pistonului, durata expunerii a fost de $1/1000$ s.

În imagine se disting particulele de ceai, majoritatea lor este grupată în partea centrală în zona vecină camerei de legătură și în direcția peretelui opus canalului de legătură, ceea ce demonstrează că mișcarea este în mod hotărîtor influențată de direcția canalului și de forma peretelui opus. O parte din particule sînt oprite de peretele plan al



Fig.4.3. Mișcarea apei în camera de vîrtej pentru: $n_m = 10$ r/min, $n_m = 1436$ r/min; unghiul razei arborelui $\alpha = 13^\circ 16'$ (înainte de p.m.i.)

de curent. Cu scopul distingerei particulelor care au participat la mișcările din camera de vîrtej model, fotografierea camerei a fost executată către sfîrșitul cursei pistonului în timpul căreia au fost introduse particulele. Condițiile în care au avut loc mișcările apei sînt specificate la fiecare figură; aici fotografierea a fost executată fără scoaterea particulelor din camera de vîrtej în legenda figurii se scrie repetat.

Din figurile prezentate se constată că direcția cîrgerii la intrare este determinată numai de direcția cam-lului de legitură indiferent de forma și dimensiunile camerei,

camerei și sînt grupate în colțurile camerei.

În continuare, vizualizarea mișcării apei a fost realizată cu sonajele de mișcare introduse în apă sîrșită pentru a menține pe cît posibil sonajele de mișcare în stare de plutire în interiorul apei.

Caracteristicile motorului, corespunzătoare caracteristicilor modelului, au fost deduse din egalitatea unghiului α pentru model și motor:

$$n_m = n_m \frac{D_{\text{apă}}}{D_{\text{aor}}} \quad (4.5)$$

În figurile 4.4 ... 4.12 sînt redate imaginile vizualizării cu sonajele de mișcare; timpul de expunere a fost de 1/10 s pentru a observa liniile



Fig.4.4. $n_1 = 10$ r/min; $n_m = 1544$ r/min; $\alpha = -3^\circ$ în fața de p.a.i.



Fig.4.5. Mișcarea apei în camera de vîrtej pentru: $n_1 = 10$ r/min; $n_m = 1546$ r/min; $\alpha = -2^\circ$ în fața de p.a.i.



Fig.4.6. Mișcarea apei în camera de vîrtej pentru: $n_1 = 10$ r/min; $n_m = 1550$ r/min; $\alpha = 0^\circ$ în fața de p.a.i.

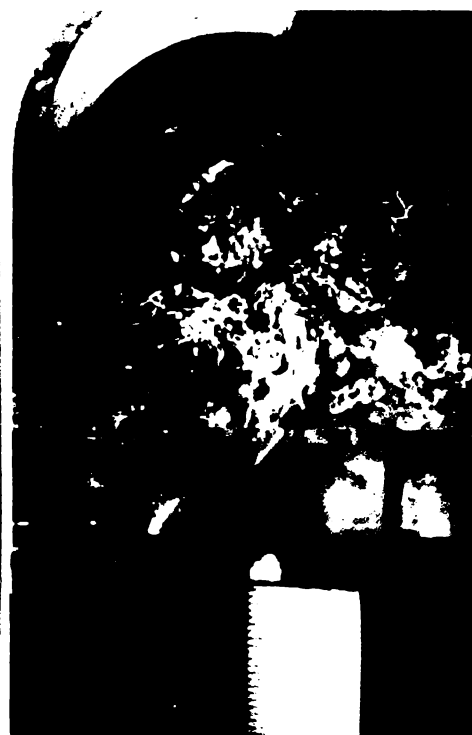


Fig.4.7. Mișcarea apei în camera de vîrtej pentru: $n_1 = 10$ r/min; $n_m = 1550$ r/min; $\alpha = 0^\circ$ în fața de p.a.i.) (repetat)



Fig. 4.3. Algearea apei în camera de vârtej pentru: $n_1 = 14$ r/min; $n_2 = 2167$ r/min; $\alpha = -1^\circ$ înainte de p.m.i.



Fig. 4.9. Algearea apei în camera de vârtej pentru: $n_1 = 15$ r/min; $n_2 = 2235$ r/min; $\alpha = -17^\circ$ înainte de p.m.i.



Fig. 4.10. Algearea apei în camera de vârtej pentru: $n_1 = 15$ r/min; $n_2 = 2310$ r/min; $\alpha = -10^\circ$ înainte de p.m.i.



Fig. 4.11. Algearea apei în camera de vârtej pentru: $n_1 = 15$ r/min; $n_2 = 2312$ r/min; $\alpha = -7^\circ$ înainte de p.m.i.



Fig.4.12. Mișcarea apei
în camera de vîrtej
pentru: $n_1 = 20$ r/min;
 $n_2 = 3034$ r/min; $\alpha = 0^\circ$
și (la p.m.i.)

Din imaginile prezentate se pot stu-

Unghiul razei axiale α°

Din compararea formei vîrtejului, pentru turațiile $n_2 = 2167-2312$ r/min (valoarea medie a turațiilor este $n_2 = 2167$, față de care variațiile maxime de turație sînt de 6,57%), pentru $\alpha \in (-17^\circ, -1^\circ, 0^\circ)$ rezultă că formele mișcării nu variază sensibil.

Turația

Pentru $\alpha^{\circ} = 0^{\circ}$ și $n \in (1544, 1544, 3034)$ se constată că mișcările au o imagine mai clară pentru turații mici decît la turații mari, dar în ansamblu forma mișcărilor nu variază cu turația.

Influența particulelor utilizate pentru vizualizare a fost cercetată cu particule de hiperamanganat de potasiu și de caei, fig.4.13 și fig.4.14.

Din fig.4.13 și 4.14 se observă că mișcările se desfășoară la fel ca și în cazul vizualizării cu semințe de muștar.

iar după intrarea fluidului este determinată de forma și dimensiunile camerei separate de vîrtej.

În camera separată de vîrtej - tip clopot acelor, se evidențiază mișcările:

- spre peretele lateral din stînga (figurii) canalului de legătură;
- de-a lungul peretelui lateral din stînga figurii;
- o parte importantă din particule au o mișcare de vîrtej;
- oprirea mișcărilor la peretele plan din dreapta (figurii) canalului de legătură.

În partea stîngă, la toate imaginile, se constată existența unei părți negre datorată condițiilor de fotografieră.

Din imaginile prezentate se pot stu-



Fig.4.13. Vizualizarea cu hipermanganat de potasiu pentru: $n_1 = 14$ r/min; $n_2 = 2162$ r/min; $\alpha = -3^\circ$ în fața de p.a.i.



Fig.4.14. Vizualizarea cu ceai pentru: $n_1 = 13$ r/min; $n_2 = 2012$ r/min; $\alpha = 0^\circ$ în fața de p.a.i.

4.5. Concluzii

Pe baza cercetării mișcărilor aerului din camera separată de vîrtej tip clopot prin modelare bidimensională cu apă, se pot deduce următoarele concluzii:

1. În camera de vîrtej tip clopot există o mișcare de vîrtej la care participă cea mai mare parte din masa aerului, sensul mișcării sale fiind determinat de poziția canalului de legătură. Mișcarea vîrtejului este frînată de peretele plan al camerei.

2. Formele mișcărilor din camera de vîrtej sînt asemănătoare cu cele stabilite prin vizualizarea cu plasmă [16].

3. Formele mișcărilor nu depind esențial de turatie.

4. În zonele din colțurile camerei se constată existența unor mișcări secundare.

5. Metoda de cercetare experimentală

5.1. Programul de experimentare

Programul de cercetare experimentală a fost dezvoltat în:

1. Program de cercetare pe monocilindru;
2. Program de cercetare pe policilindru.

Descrierea programelor este cuprinsă în ordinogramele anexate, în care pentru fiecare program sînt descrise etapele cercetării, parametrii cercetați cu evidențierea valorilor lor optime.

Prima program cuprinde optimizarea soluției energetice pe monocilindrul conceput, proiectat și realizat de autor în Fabrica de motoare Chang-Zhou și la Fabrica de motoare din Shanghai [44] [45].

În etapele programului sînt prezentate cercetările privitoare la: optimizarea camerei separate de vârtej, a canalului de legătură și a camerei principale. Fiecare etapă include teste varianta formei și dimensiunilor cu evidențierea soluției optime.

Al doilea program are ca scop cercetările efectuate pe policilindrul 495 Q, comparat și 495 A, în care s-au studiat: comportarea motorului la încercări de anuranță de 100 de ore, optimizarea dimensiunilor supapei de admisiune și evacuare și optimizarea colectorului de admisiune. Micronisările executate la piston, cîmăși de cilindru și arbore cotit au demonstrat că motorul 495 Q are uzuri normale [70] [71].

Programurile de cercetare sînt date în fig.5.1.

Notațiile programelor sînt pentru:

1. Programul de cercetare pe monocilindru:
 - A. cameră separată de vârtej tip clopot înclinată;
 - B. cameră separată de vârtej tip clopot drept;
 - C. cameră separată de vârtej aplatizată (comet V);
 - D. raza părții sferice a camerei de vârtej;
 - H. înălțimea părții cilindrice a camerei de vârtej;
 - e. devierea jetului;

PROGRAM DE CERCETARE EXPERIMENTALA PE MONOCILINDRU SI POLICILINDRU

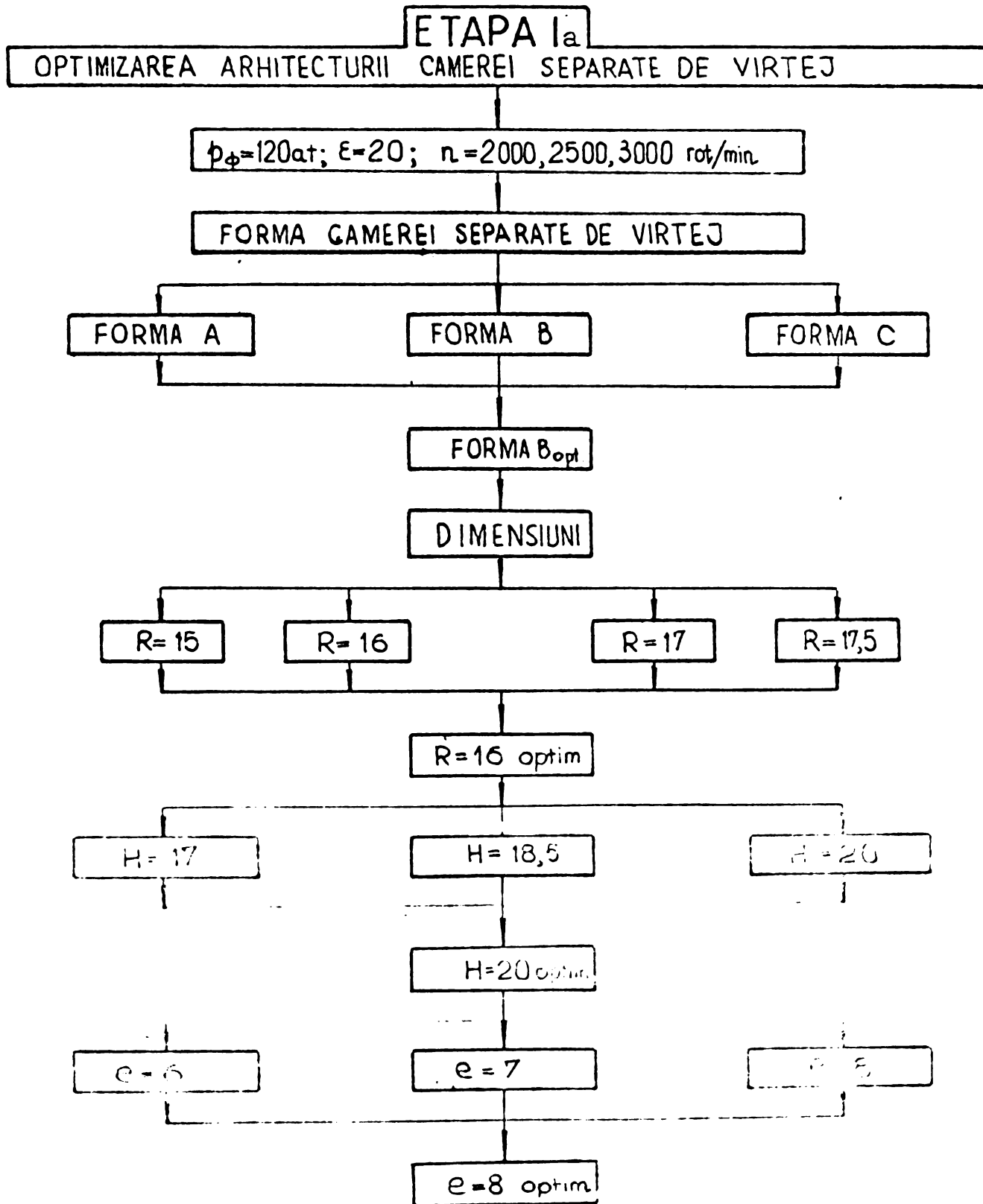


Fig. 51.0

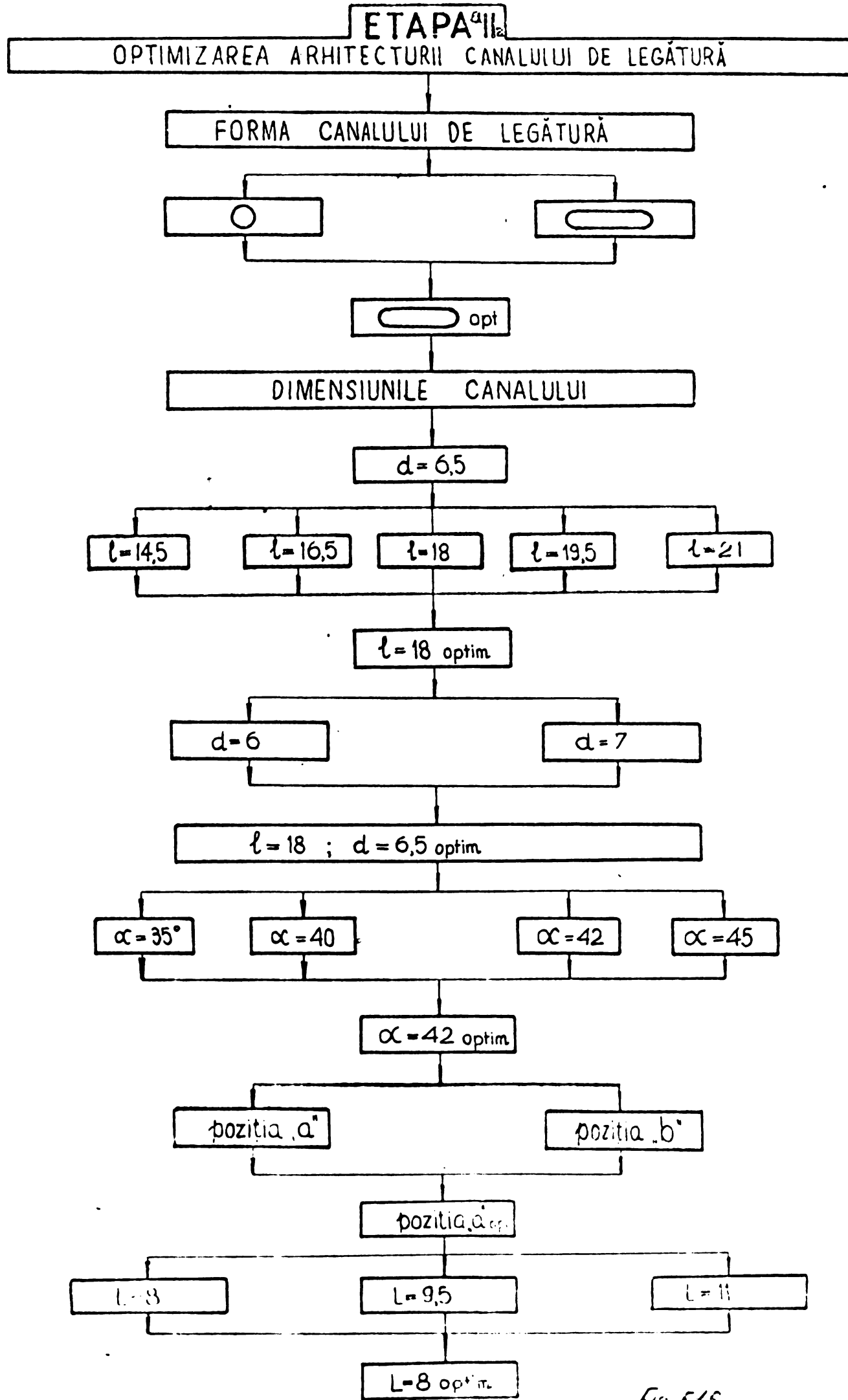


Fig 5/6

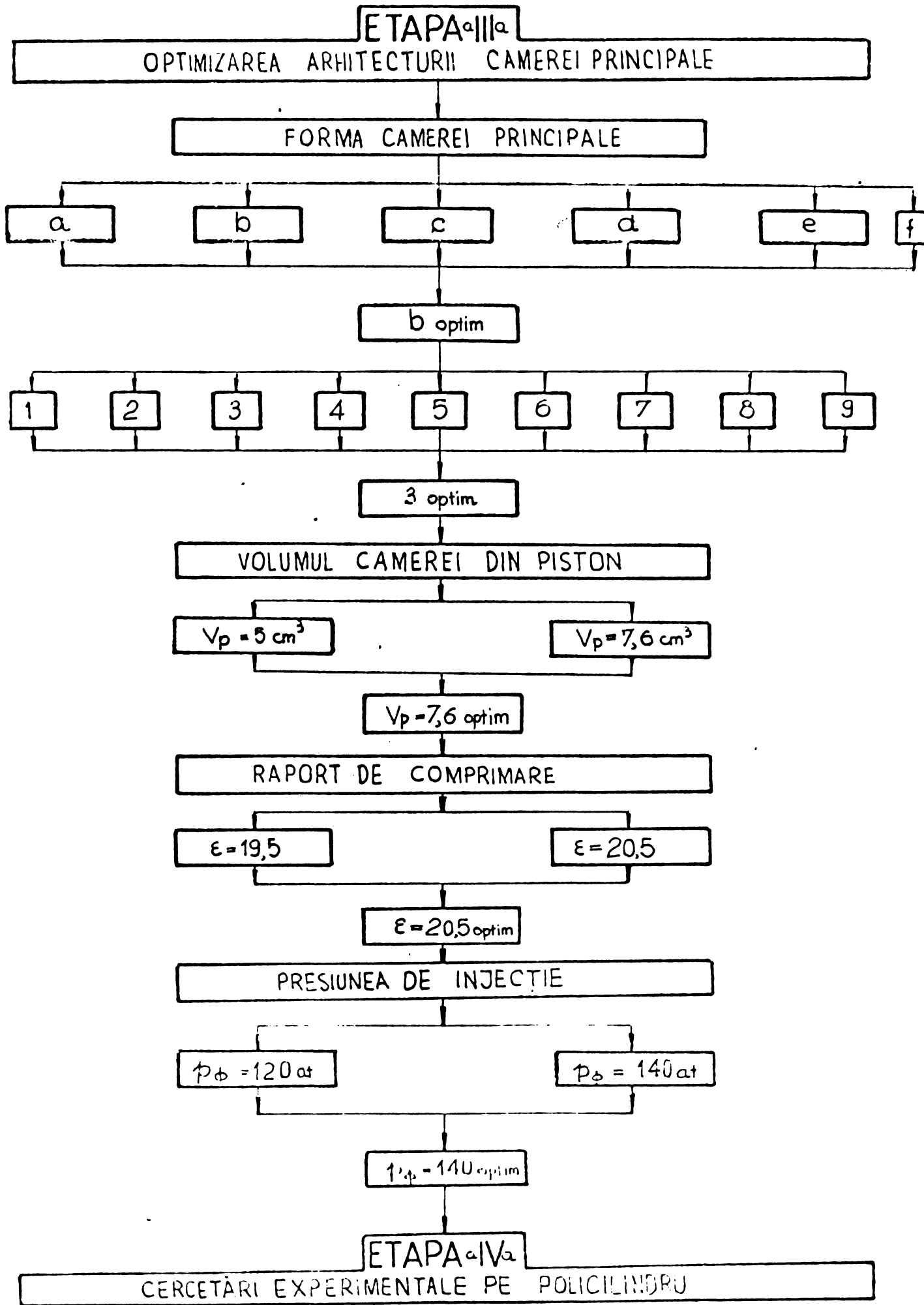


Fig. 5.1.c

d. lățimea canalului de legătură;

l. lungimea canalului de legătură;

α - unghiul de înclinare a canalului de legătură;

a, b - pozițiile canalului de legătură față de
axa verticală a camerei de vîrtej experimen-
tate;

l - grosimea inserției calde,

a, b, c, d, e, f - tipuri de camere principale experi-
mentate;

1. . . 9 - tipuri de camere principale derivate din b;

V_{op} - volumul părții camerei principale din piston;

ϵ - raportul de comprimare;

p_j kgf/cm^2 - presiunea de injecție;

i - numărul de cilindri.

2. Programul de cercetare pe policilindru

5.2. Parametrii măsurați și metodele lor de măsurare^{x)}

5.2.1. Aplicarea diagramei indicate

Diagrama indicată a fost înregistrată numai pentru
camera separată de vîrtej, folosindu-se în acest scop, pentru
monocilindru, un indicator Farnborough cu traductoare de pre-
siune cu supapă.

Pentru policilindru s-a folosit un indicator piezo-
electric tip J.G-1 u.d. China, avînd caracteristicile:

- domeniul de funcționare - pînă la 140 kgf/cm^2 ;

- eroarea totală maximă - 1,0%;

- frecvența proprie - 40 kHz;

- sensibilitatea la accelerație $0,0023 \text{ kgf/cm}^2/\text{g}$.

Indicatorul piezoelectric a fost prevăzut cu un am-
plificator de tensiune continuă cu tub electronic tip II-1
de frecvență 0 - 20 kHz.

Traductorul de presiune piezoelectric cu filet
 $\text{M} 14 \times 1,25$ a avut frecvența proprie 60 - 300 kHz, eroarea to-
tală maximă pînă la 1,5% și sensibilitatea la accelerație de
 $0,002 \text{ kgf/cm}^2/\text{g}$.

Indicatorul piezoelectric este prezentat în fig.5.2.

^{x)} [72] [73] [74] [75] [76]

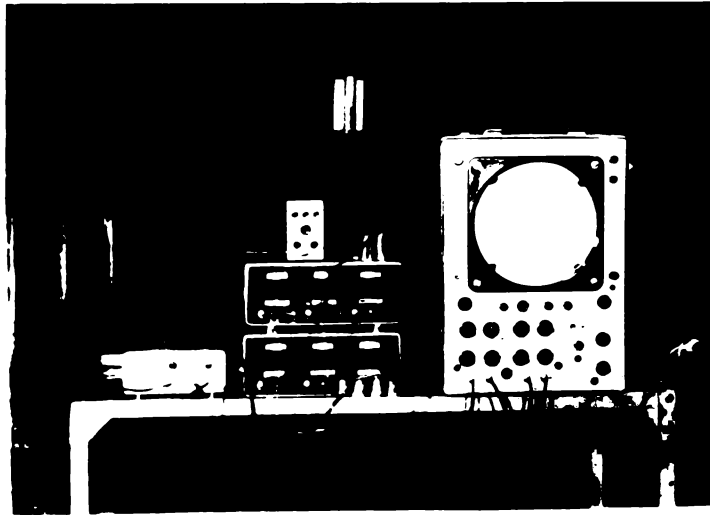


Fig.5.2. Indicatorul piezoelectric

tip 5.2., A.P.China Shanghai, precizia de $\pm 1\%$.

5.2.3. Măsurarea consumului de combustibil [77]

Măsurarea consumului de combustibil s-a făcut gravimetric cu aparatul tip 1.3.1.-69, automat standardizat în A.P.China, cu o precizie de $\pm 1\%$.

5.2.4. Analiza gazelor scapate

Pentru monocilindru a fost efectuată cu un aparat Orsat, iar pentru policilindru analizele au fost făcute cu ajutorul unor analizoare speciale de către Institutul de cercetări siderurgice.

Gradul de fum a fost stabilit cu un fumetru tip Bosch - A.P.G.

5.2.5. Măsurarea avansului la injecție

Avansul static la injecție a fost stabilit cu un momentoscop cu tub de sticlă fixat cu un tub de cauciuc pe o bucată de conductă de injecție.

Avansul în timpul funcționării a fost determinat prin fotografieră de diagrame de ridicare a acului supapei realizată cu un traductor inductiv de cursă montat pe injector.

Traductorul inductiv tip 0.4.3.-1 A.P.China, are următoarele caracteristici:

- sensibilitatea 10 mA/0,1 mm;
- domeniul de transfer linear 0 - 2 mm;
- curentul maxim la ieșire ± 40 mA;

5.2.2. Măsurarea turății

Turăția a fost măsurată prin:

- înregistrarea numărului de impulsuri, date de un traductor inductiv, cu ajutorul unui numărator de impulsuri J.5.3.-2 A.P.China, precizia de măsurare 0,2 - 0,5%;
- citirea turății la un tahometru mecanic manual

- frecvența proprie 0 - 20 kHz;
- dimensiunile traductorului $\varnothing 40 \times 100$ mm, dimensiunile amplificatorului 200x80x150 mm.

5.2.6. Măsurarea consumului de aer [73] [79]

Pentru măsurarea consumului de aer a fost utilizat un debitmetru de vîrtej, conceput, proiectat și realizat de autorul tezei. Spre deosebire de diafragme și ajutaje, la care precizia de măsurare a debitelor mici de fluide este mică, iar la debite mari au rezistențe gazodinamice mari, debitmetrul de vîrtej evită aceste dezavantaje prin posibilitatea de a măsura debite în limite foarte largi cu rezistențe gazodinamice mici și totodată poate fi automatizat ușor.

Construcția debitmetrului de vîrtej cu procesie este reprezentată în fig.5.3.

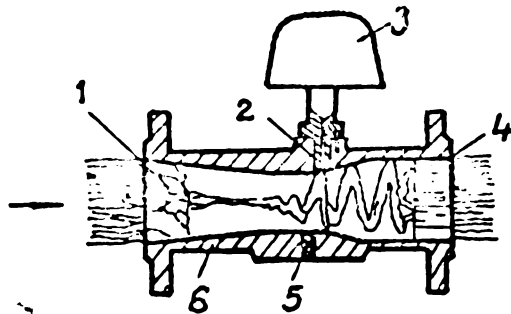


Fig.5.3. Construcția debitmetrului de vîrtej: 1-palete spirale; 2-traductor; 3-amplificator; 4- palete pentru disiparea vîrtejului; 5- prize de presiune; 6-bloc

debitmetrului de vîrtej mai precis și mai concret, bazat pe fotografiere rapidă, fig.5.4.

Acest model prezintă următoarele caracteristici:

1. un fluid după trecerea prin paletele spirale capătă o mișcare spirală, care poate fi considerată compusă dintr-un vîrtej plan și o mișcare de înaintare;

Fluidul, a cărui debit se măsoară, la trecerea printre paletele spirale capătă o mișcare spirală, a cărei frecvență de procesie se măsoară cu traductorul 2 și cu amplificatorul 3.

După zona de amplificare prin trecerea fluidului printre paletele de disipare a vîrtejului 4, mișcarea spirală dispare.

Principiile de funcționare ale debitmetrelor de vîrtej au fost dezvoltate de autor prin crearea unui model fizic al

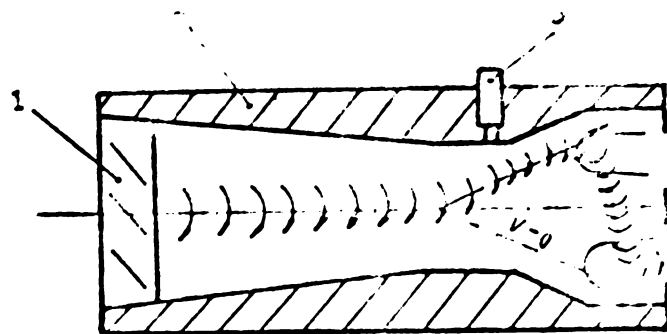


Fig.5.4. Visualizarea stării de mișcare a unui fluid în debitmetru: 1- palete spirale; 2- bloc; 3- traductor

2. din zona de reducere pînă la secțiunea minimă a debitmetrului, diametrul nucleului vortajului se micșorează în sensul curgerii, devenind minim în secțiunea minimă;

3. procesul nucleului de vortaj este asociat cu procesul stabilă forțată a

unui giroscop gravimetric;

4. punctul fix se află pe suprafața conului de viteză nulă, aproape de curenții invers și anume în vârful conului.

Autorul a analizat sub aspect teoretic noial model fizic și a conceput două formule fundamentale pentru debitul cercetat: una stabilește corelația dintre intensitatea vortajului și parametrii geometrici și cinetici, iar cealaltă exprimă legea de evoluția a vortajului.

În lucrarea [79] se demonstrează relația:

$$f = \frac{K(4k_0 \lambda^2 - 3) \operatorname{tg} \alpha}{\pi(6 - \lambda^2) \cos \theta \rho_{m0}^3} \quad Q = \int_Z Q \quad (5.1)$$

În care:

f [Hz] - frecvența impulsurilor;

\int_Z - constanta aparatului care depinde de parametrii arhitecturii aparatului $K, k_0, \lambda, \alpha,$

$\theta, \rho_{m0}, \rho_0;$
 Q [dm³] - debitul.

Metoda de măsurare este prezentată în fig.5.5.

5.2.7. Determinarea condițiilor atmosferice

- Presiunea barometrică a fost măsurată cu un barometru cu mercur cu o precizie de $\pm 0,1$ mmHg;

- Umiditatea relativă a fost determinată cu un psihrometru cu două termometre cu o precizie de $\pm 1\%$;

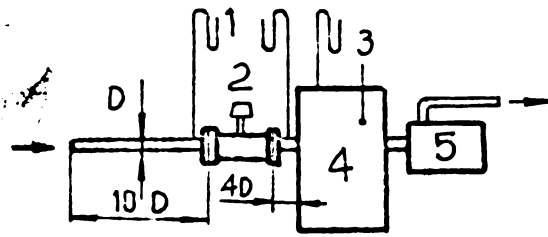


Fig. 5.5. Schema standului de încercare pentru măsurarea debitului de aer: 1- manometrul diferențial cu tub U; 2- debitmetru de viteză; 3- termometrul; 4- rezervor de liniștire; 5- motor

cu o precizie de $\pm 0,5\%$. S-a constatat că temperatura și presiunea aerului din rezervorul de liniștire a fost egală cu temperatura și presiunea din secțiunea amplasată a debitometrului de viteză.

La evacuare s-a măsurat temperatura gazelor arse cu ajutorul unui pirometru cu termocouplaj cu o precizie de $\pm 5\%$.

5.2.9. Măsurarea presiunii și temperaturii uleiului

Pentru măsurarea presiunii uleiului s-a folosit un manometrul metalic cu tub curbat tip 10-150 - U.S.S.R., clasă de precizie 1,5%.

Temperatura uleiului s-a măsurat cu un termometru mercuric, clasă de precizie 1,5%.

5.2.10. Măsurarea debitului și a temperaturii apei

Debitul de apă circulat prin motor a fost măsurat la micșionizarea cu un debitmetru tip 10-12 U.S.S.R., clasă de precizie de $\pm 1,5\%$, iar la polidimensionarea cu un vas etalonat cu o precizie de 1%.

Temperaturile apei la intrare și ieșire din motor s-au măsurat cu termometre cu mercur cu o precizie de $\pm 0,5\%$.

5.2.11. Determinarea momentului motor și a puterii efective

Momentul motor și puterea efectivă au fost determi-

temperatura aerului a fost măsurată cu un termometru cu mercur cu o precizie de $\pm 0,5\%$.

5.2.8. Măsurarea presiunii și temperaturii în sistemul de alimentare și evacuare

Diferența de presiune dintre presiunea atmosferică și cea din rezervorul de liniștire a fost măsurată cu un pirometru cu apă cu o precizie de $\pm 0,5$ mm. Temperatura aerului din rezervorul de liniștire a fost măsurată cu un termometru cu mercur

nate cu ajutorul unei frâne hidraulice:

- tip 3-150 S.S.China, pentru monocilindru;
- tip 3-4 S.S.G., pentru policilindru.

Pentru determinarea radiamentului mecanic s-a utilizat și o frână generator electric de curent continuu, tip Z.3.42,3/13-4, cu puterea maximă 100 kW și turația maximă 4500 r/min, S.S.China, fig.5.6.

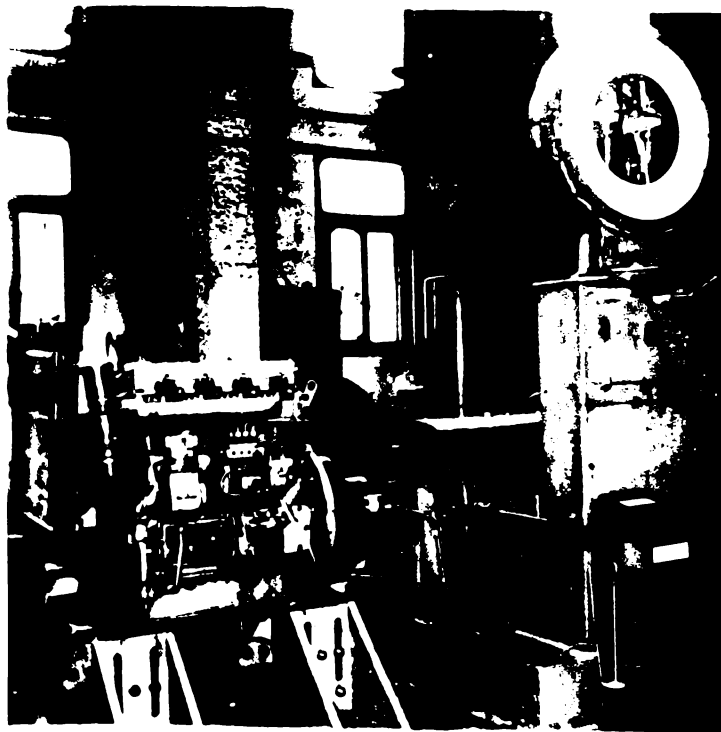


Fig.5.6. Frână generator electric de curent continuu

5.3. Etalonarea aparatului utilizate și precizia măsurărilor

5.3.1. Etalonarea debitmetrului de vîrtej

În lucrarea [73] s-a demonstrat că numărul de impulsuri este proporțional cu volumul de gaz care curge prin secțiunea de măsurare a debitmetrului de vîrtej. Stabilirea debitului volumic necesită etalonarea aparatului cu instalația deti în fig. 5.7.

Operațiunile de etalonare sînt următoarele:

1. Se închide robinetul de evacuare și reglare 1 a debitului de aer care curge prin debitmetrul de vîrtej și se deschide robinetul de amestecare 7, aerul intră în gazoometrul și ridică clevotul 11 ;

2. Se închide robinetul de amestecare 7 și se deschide robinetul de evacuare și reglare 1, aerul curge din gazoometrul prin debitmetrul de vîrtej 4 și este evacuat în atmosferă. Simultan se citește frecvența impulsurilor și diferența de nivel la gazometru.

Constanta de etalonare este:

$$\xi_s = \frac{f}{V} \text{ lit/l/s} \quad (5.2)$$

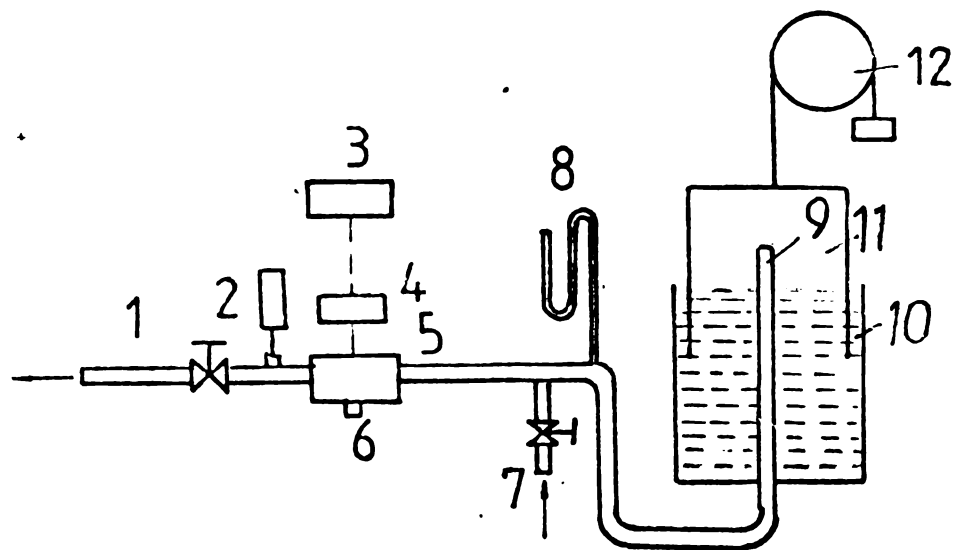


Fig.5.7. Schema instalației de etalonare a debitmetrului de vîrtej: 1- robinet de evacuare a aerului; 2- termoresistență pentru măsurarea temperaturii; 3- piesometru montat pe debitmetrul de vîrtej; 4- debitmetru de vîrtej; 5- amplificator; 6- frecvențmetru; 7- robinet de admisiune a aerului; 8- piesometru montat pe conductă; 9- tub; 10- rezervor gazometru; 11- clopot gazometru; 12- scapote cu contragreutate-gazometru

unde:

f [Hz] - frecvența impulsurilor debitmetrului de vîrtej;

Q [l/s] - debitul de aer măsurat la gazometru.

În fig.5.3. este dată curba de etalonare stabilită de autor [73], iar în fig.5.9 se prezintă curba de etalonare din lucrarea [2] .

Precizia de măsurare este $\pm 1\%$ pentru întreg domeniul de utilizare, spre deosebire de diafragme și ajutoaje la care precizia este mai mică și variază în funcție de debitul măsurat.

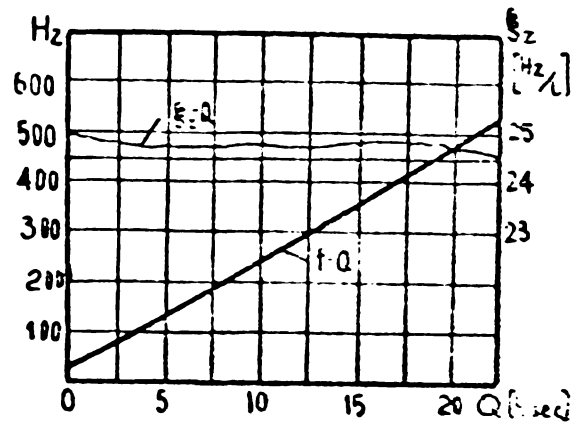


Fig. 5.1. Curba de etalonare pentru dobitrajul de viteză tip 50 n.r. China

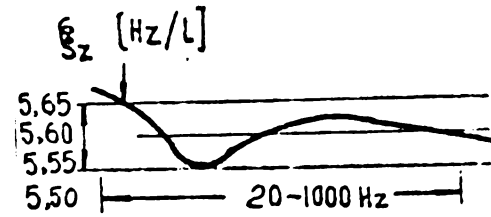


Fig. 5.2. Curba de etalonare pentru dobitrajul de viteză tip 3 Japonia

5.3.2. Etalonarea transductorului de presiune piezoelectrică [76]

Instalația de etalonare, fig. 5.10, a fost realizată la Institutul de mecanică agricolă din Zhonjiang.

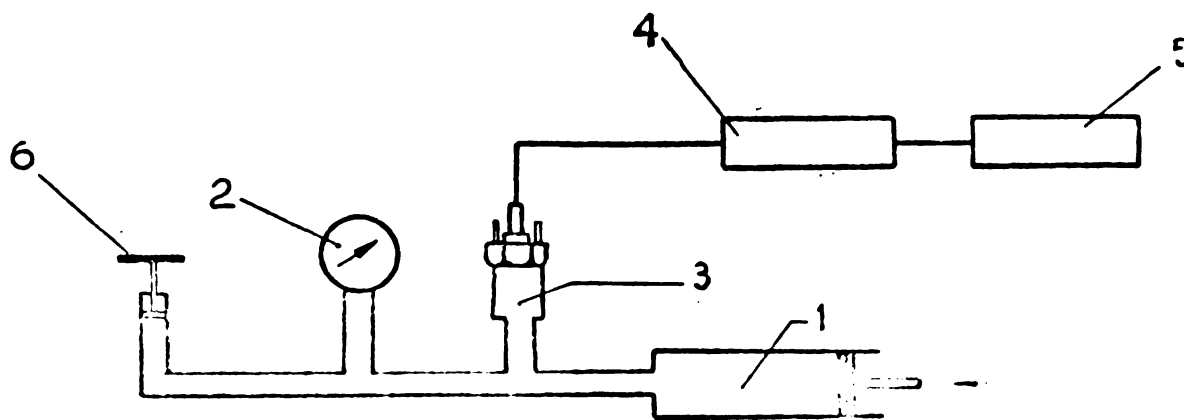


Fig. 5.10. Schema instalației de etalonare a transductorului: 1- pompă de ulei; 2- manometru standardi clasă de precizie 0,2 - 0,5; 3- transductor piezoelectric; 4- amplificator de tensiune continuă tip K54-2, n.r. China; 5- voltmetru numeric de curent continuu tip Z3-2, n.r. China; 6- piston pentru masa marcată

Transductorul piezoelectric 3 este încărcat cu ajutorul forței aleinului comprimat de pistonul 1, după care se descarcă brusc. Jeroanile electrice rezultate în urma încălzirii transductorului piezoelectric acționează amplificatorul de tensiune continuă 4, care transmite tensiunea amplificată la voltmetrul numeric de tensiune continuă 5.

Pe baza variației tensiunii continue se trasează, în funcție de presiunea de încălzire, diagrama de etalonare din fig.5.11.

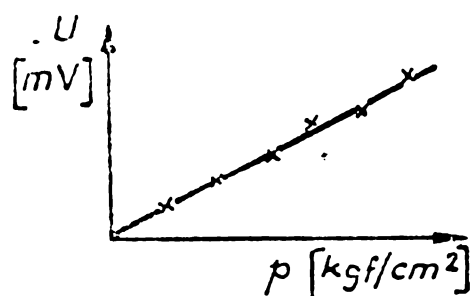


Fig.5.11. Diagrama $U=f(p)$

5.3.3. Etalonarea frinei hidraulice

Diagrama de etalonare a frinei a fost stabilită prin încălzirea tijei de etalonare cu diferite mase, pentru care s-au citit gradajile de pe cadrul balanței frinei, rezultatele citirilor au fost trecute, în funcție de masele de etalonare în diagrama din fig.5.12.

5.4. Amplasul instalației experimentale

5.4.1. Generalități

Pe baza programului de cercetare s-au prevăzut următoarele instalații experimentale:

1. Instalația pentru monocilindru, fig.5.13;
2. Instalația pentru policilindru, fig.5.14.

5.4.2. Instalația experimentală cu monocilindru și policilindru

Este prezentată în schemă din fig.5.15, în care:

1. Motor monocilindru sau policilindru.
2. Injector.
3. Conducță de aspirație.
4. Conducță de evacuare.
5. Cuplaj elastic.
6. Frină hidraulică D-150 d.p. China
7. Indicater Lamborough.

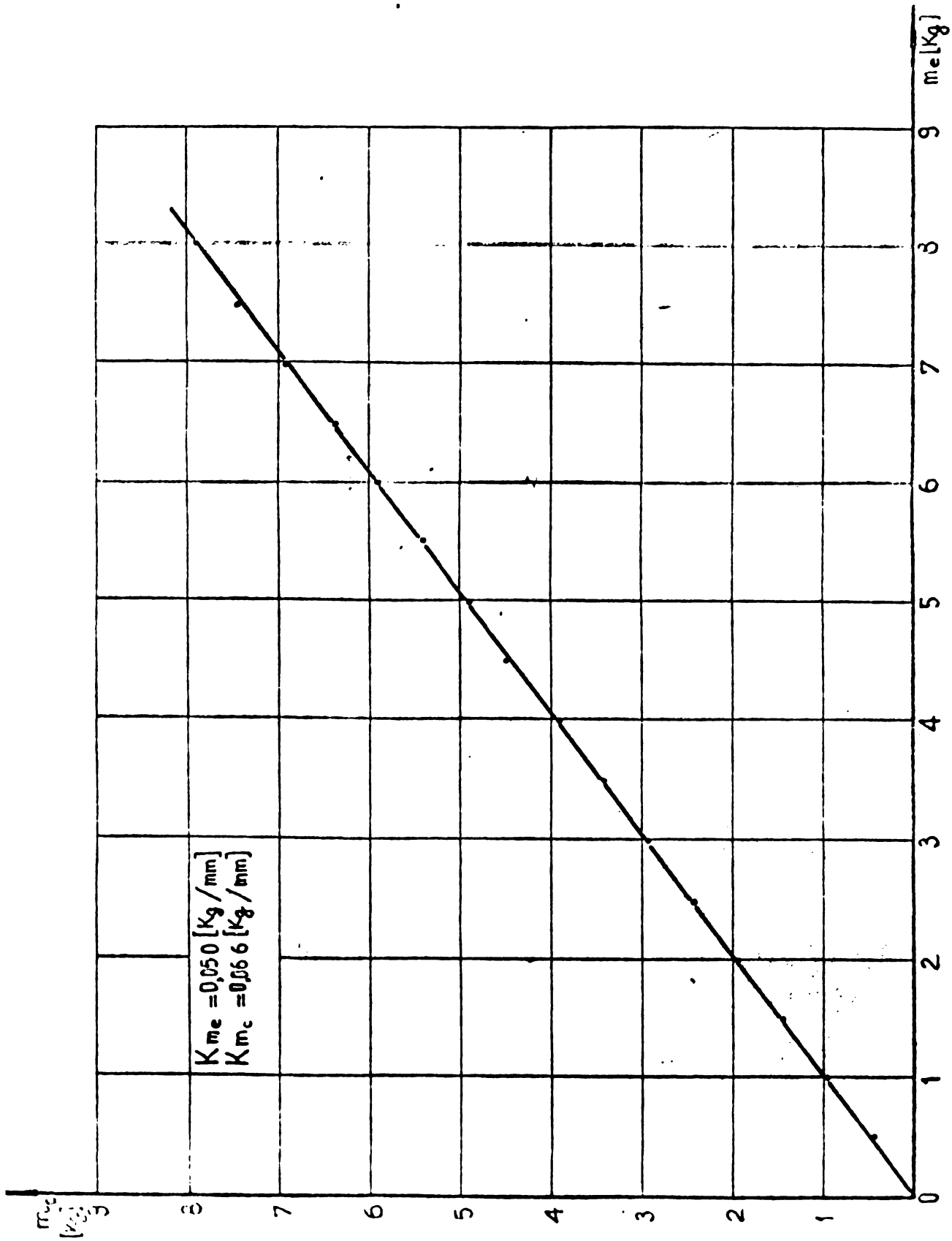


Fig.5.12. Diagrama de etalonare a frinei hidrodinamice B-4 A.F.S.



Fig. 9.13. Instalația pentru doi cilindri

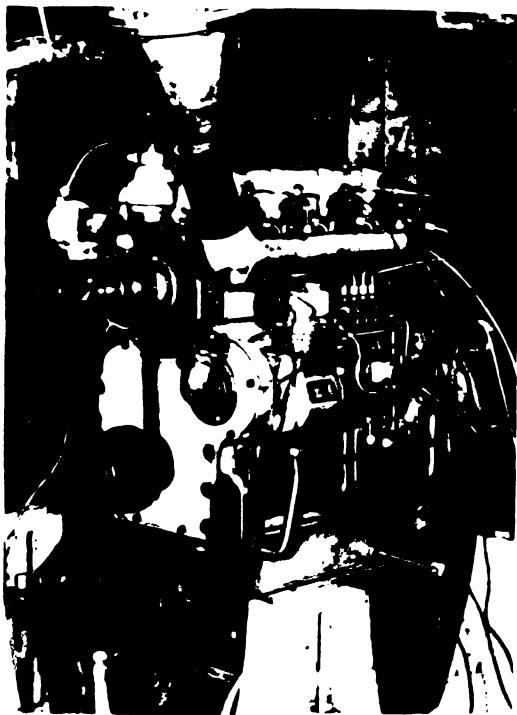


Fig. 9.14. Instalația pentru poli cilindru

8. Traductor piezoelectric - pentru presiunea din cilindru.
9. Traductor piezoelectric-pentru conducta de injecție;
10. Traductor pentru cursa acului supapei.
11. Traductor fotoelectric de cursa.
12. Amplificator pentru traductor piezoelectric - presiune din cilindru.
13. Amplificator pentru traductor piezoelectric - presiune conducta de injecție.
14. Amplificator pentru traductorul de cursa a acului supapei.
15. Amplificator oscilator pentru traductor cursa sau unghi θ .

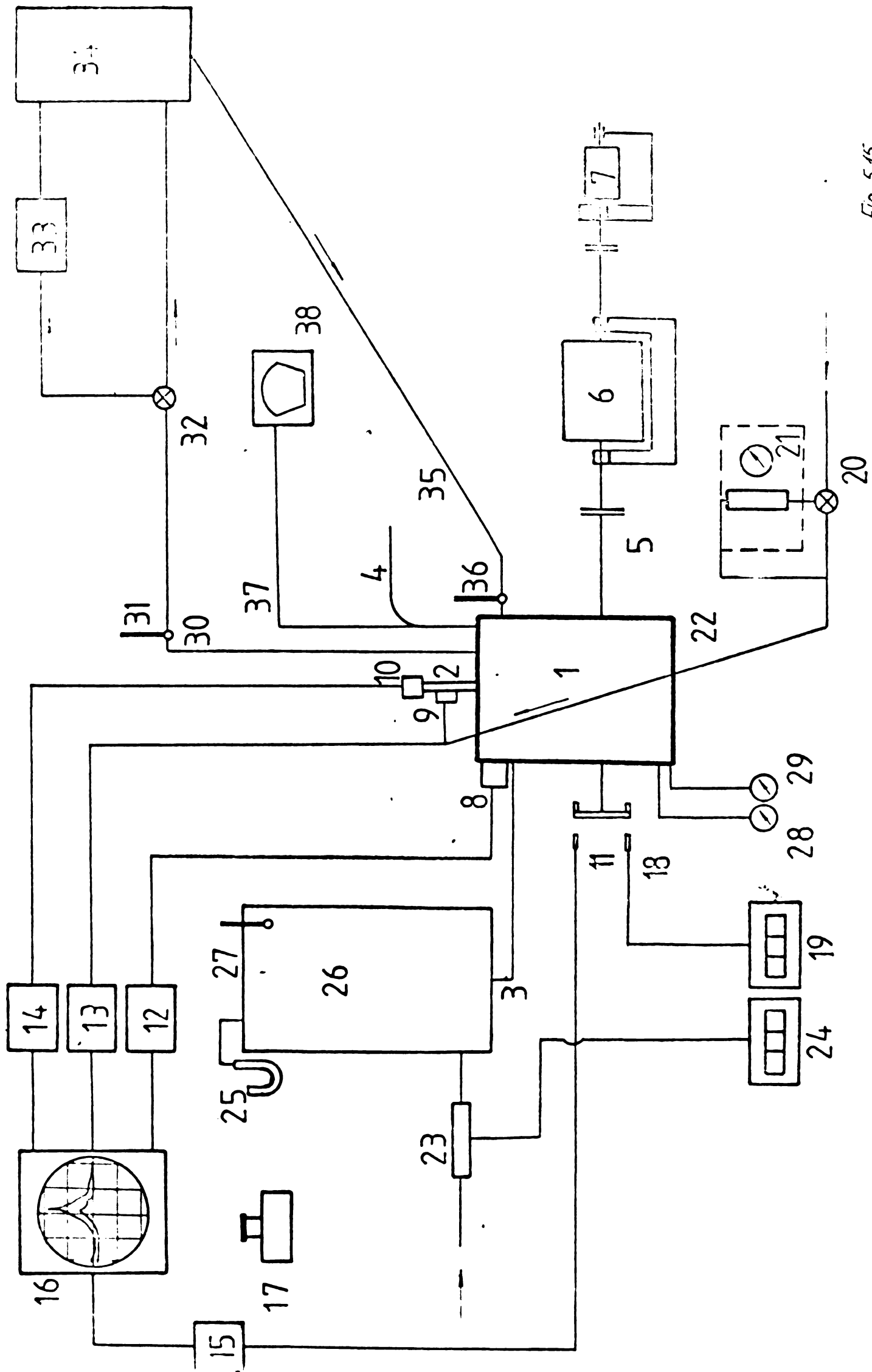


Fig. 5.15

16. Osciloscop fotocromatic al indicatorului piezo-electric.
17. Aparat fotografic pentru diagrame.
18. Reductor pentru măsurarea turății.
19. Freceventru pentru măsurarea turății.
20. Robinet cu trei cili.
21. Instalație gravimetrică pentru măsurarea consumului de combustibil.
22. Conducti de injecție.
23. Debitmetru de viteză.
24. Freceventru pentru măsurarea consumului de aer.
25. Picosmetru pentru măsurarea depresiunii din rezervorul de liniștire.
26. Rezervor de liniștire.
27. Termometru pentru măsurarea temperaturii din rezervorul de liniștire.
28. Manometru metalic pentru măsurarea presiunii uleiului.
29. Termometru manometric pentru măsurarea temperaturii uleiului.
30. Conducti de apă rece din motor.
31. Termometru pentru măsurarea temperaturii apei la ieșirea din motor.
32. Robinet pentru măsurarea debitului de apă de răcire.
33. Debitmetru pentru măsurarea debitului de apă de răcire.
34. Rezervor de răcire.
35. Conducti de apă de intrare a apei în motor.
36. Termometru pentru măsurarea temperaturii apei la intrare în motor.
37. Terocuplu (MTC sau MTC-1000) pentru măsurarea temperaturii gazelor la evacuare.
38. Milivoltmetru pentru citirea temperaturii gazelor.

Inserțiile pe policilindru 495 s-au fost efectuate pe otelul utilizat pentru monocilindru, cu următoarele condiții:

- Frina hidrolică 0-150 a.r. China, a fost înlocuită cu o frână hidrolică 0-4 a.r. C., respectiv frână generator electric de curent continuu 20 42, V/10-4 a.r. China;

- Instalația de răcire a statorului pentru monocilindru a fost înlocuită cu instalația normală a motorului poliacilindru cu radiator și ventilator de răcire;

- Diagramele indicate au fost ridicate manual cu indicator piezoelectric, spre deosebire de monocilindru, la care s-a utilizat și indicatorul Paraborough.

5.4.3. Motorul monocilindru

Experiențarea a fost efectuată pe un monocilindru proiectat pentru a îndeplini condițiile necesare corectării și stabilirii tip-dimensiunilor organelor principale ale motorului în vederea dezvoltării unor familii de motoare serie 95 (alezaj $\varnothing = 95$ mm) destinate tracțiunii autoturismelor și agriculturii, fig.5.16.



Fig.5.16. Motor monocilindru: a- secțiune prin cilindru; b- secțiune prin carter

Parametrii principali ai motorului sînt:

Tipul motorului: a.r.o.-orizental; $\gamma_c = 4$ răcit cu lichid;

Alezajul: $\varnothing = 95$ mm

Cursa pistonului: $s = 115$ mm

Instalația de injecție: pompă de injecție tip I;
injector tip 43 I.

Fazele distribuției:

- avans la deschidere supapei aspirației: 17° a.i.

- întârziere închidere supapei aspirației: 61° a.i.

- avans deschidere supapă evacuare: 53° ;
- întârziere la închidere supapă evacuare: 15° .A.

Conceptia constructivă este asemănătoare cu a motorului Diesel Dong-Feng 12-195 [31], având următoarele caracteristici constructive:

1. Chiulasa și blocul cilindrului sînt executate special: înălțimea chiulasei este de 95 mm ca să se poată experimenta diferite tipuri de camere de vîrtej și pentru a rezista la presiuni înalte. Secțiunile camilului de admisie și evacuare au fost mirite; diametrul supapei de admisie este de 44 mm, iar cel al supapei de evacuare de 36 mm.

Pentru a evita ruperea punții dintre supape, s-a executat prin polizare între supape o cavitate.

2. Piștile mobile ale motorului: piston, bieli și arpele de admisie și de evacuare sînt la fel cu ale motorului Diesel 4.95 și de turatie înaltă, pentru autovehicule, iar arborii cotiti, arborii echilibrorului, diuzii și roțile dințate sînt la fel cu ale motorului Dong-Feng 195. Profilul camerelor de distribuție a fost adoptat după al motorului 4.95 și. Valvutul a fost adoptat de la motorul bicilindric 2.95 cu un diametru de 380 mm.

Prin utilizarea unor piese de la motoarele existente și în special a celor ușor defectabile, s-au economisit cheltuielile experimentărilor și s-a redus durata lor.

3. Sistemul de răcire cu răcire forțată, se realizează printr-o electropomă, menținîndu-se rezerva de răcire al monocilindrului Dong-Feng 12 1.95, pe care se fixează și termometrele de măsurare a temperaturilor apei de răcire.

Acest motor a funcționat 1000 de ore la turatie de 1000 r/min și cu presiuni medii efective de $7 - 0,3 \text{ kgf/cm}^2$, demonstrînd că poate satisface condițiile experimentale.

5.4.3.1. Modificarea arhitecturii camerei separate de vîrtej

În vederea experimentării diferitelor tipuri de camere separate de vîrtej s-au utilizat două soluții:

- partea de chiulasă cu camera separată de vîrtej a fost construită demontabilă, fig.5.17;

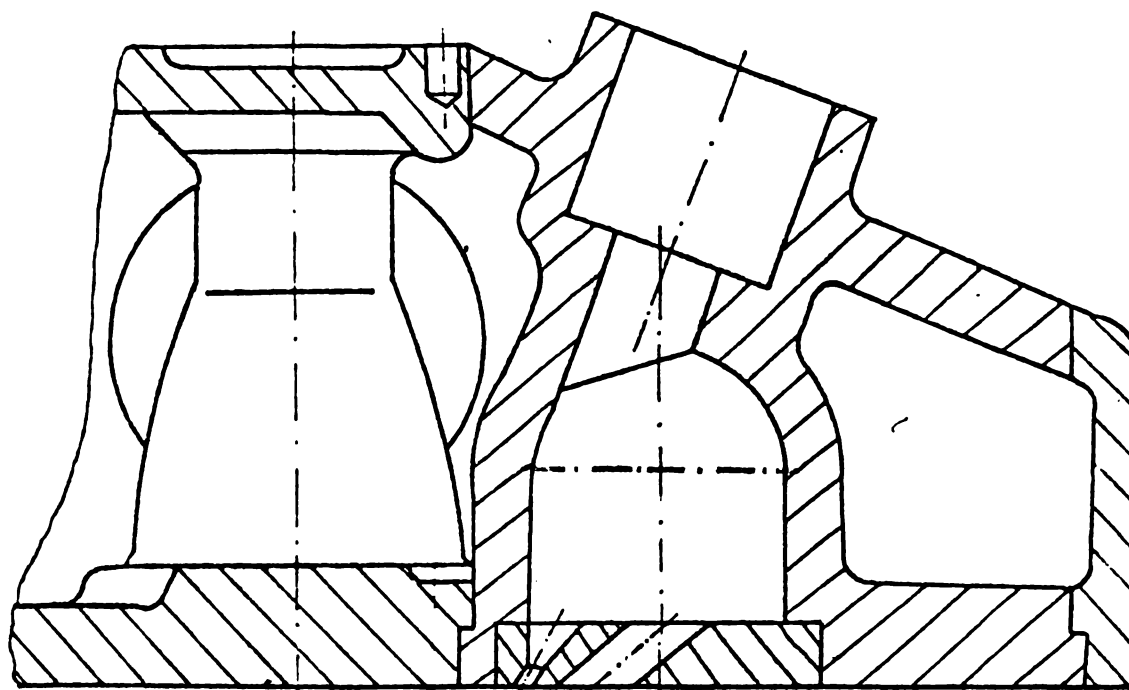


Fig.5.17. Chiulasa cu partea port-cameră separată de virtoaj demontabilă

- chiulasa cu camere separate de virtoaj diferite, la care s-au înlocuit complet chiulasele împreună cu camera de virtoaj.

Prima soluție este tehnologic mai complicată, dar se consumă mai puțin material, a doua are o tehnologie mai simplă, însă necesită înlocuirea întregii chiulase la schimbarea arhitecturii camerei de virtoaj.

5.4.3.2. Modificarea camerei principale

Pentru modificarea camerei principale s-au utilizat, ca și în cazul camerei de virtoaj, două soluții constructive:

- prima soluție, având capul pistonului demontabil fixat cu trei șuruburi de fixare, fig.5.13.

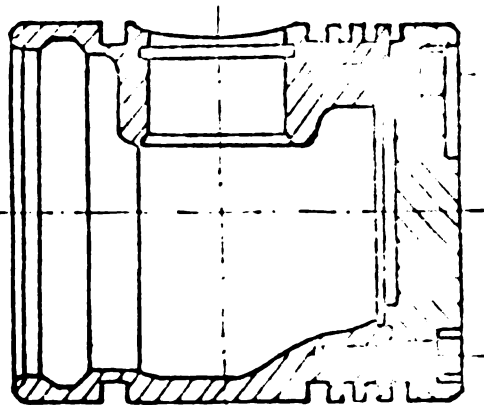


Fig.5.13. Piston cu cap demontabil

- a doua soluție cuprinde pistoane cu camere principale diferite, pentru schimbarea arhitecturii camerei principale, în acest caz era necesară schimbarea completă a pistonului.

A fost preferată a doua soluție din cauza dificultăților pe care le prezintă diferența di-

tre dilatarea guruburilor și a materialului pistonului.

5.4.3.3. Modificarea canalului de legături

3-a realizat foarte simplu prin construcția descentralizată a inserției calde, ceea ce a permis experimentarea a peste 100 de arhitecturi de canale de legături.

5.4.4. Motorul policilindric

Caracteristicile de dezvoltare pe policilindric au avut ca obiect aplicarea rezultatelor obținute pe motoarele serie 93 și seria 105, la care s-au utilizat canalele de ardere optimizate pe monocilindric, fig.5.19.

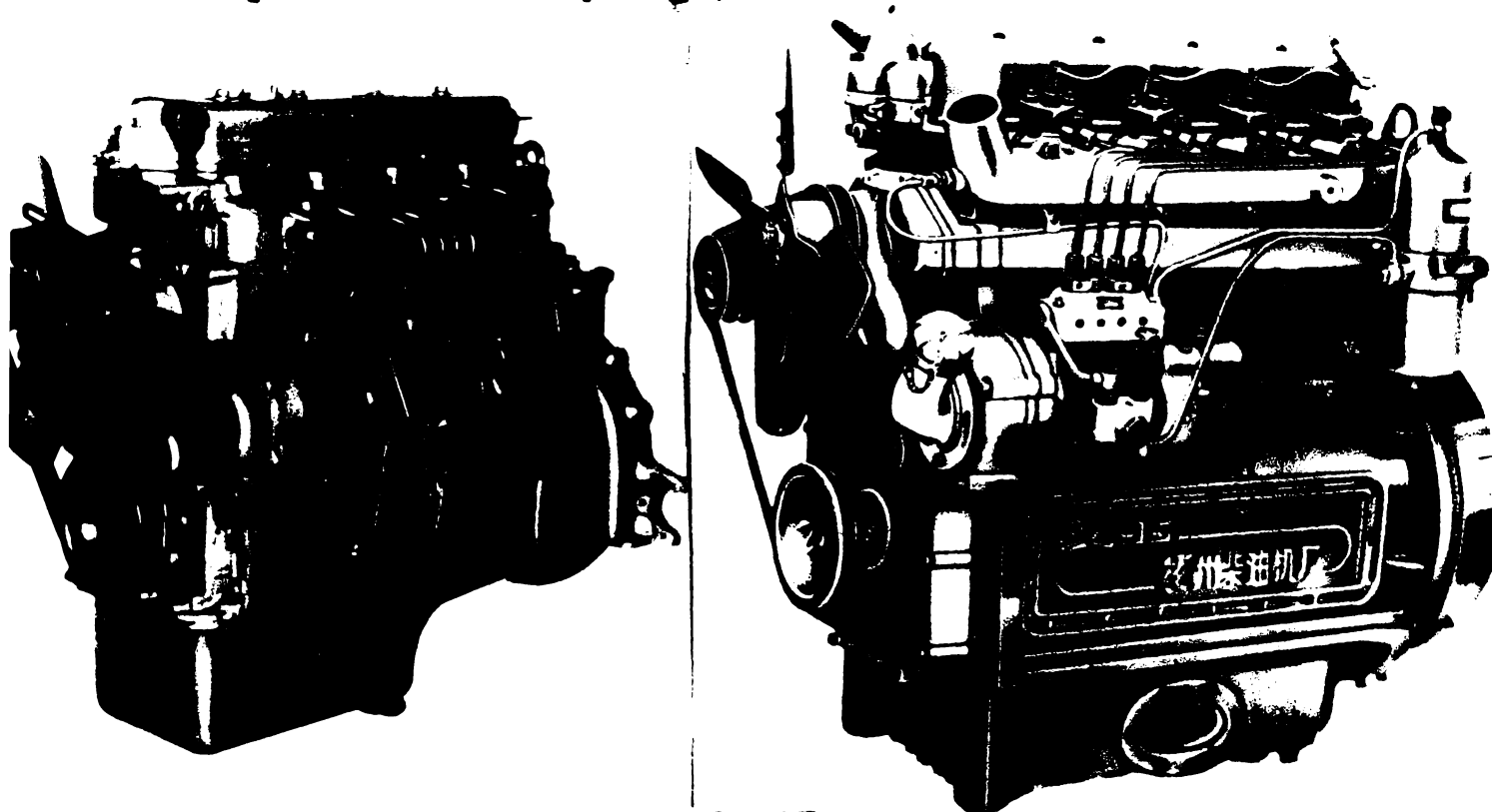


Fig.5.19. Motoare serie 93 pentru a - autovehicule;
b - tractor

5.5. Metodele de determinare a performanțelor

5.5.1. Metodele pentru monocilindric [22]

Stabilirea performanțelor pentru diferite variante ale arhitecturii camerei de ardere a fost realizată prin ridicarea caracteristicilor de sarcină pentru turațiile interesante în funcționarea motoarelor policilindrici, care urmau să fie deservite cu ajutorul cameralor de ardere optimizate, $n = 200, 2500$ și 3000 r/min.

Limitarea puterii efective a fost precisată prin gradul de fum maxim $Q \leq 3^0$ Bosch, temperatura gazelor de evacuare $t_g \leq 600^0$ și consumul specific efectiv minim g_e minim care a fost criteriul principal de optimizare.

Pe baza caracteristicilor de sarcină s-au trasat caracteristicile complete (topogramele), care au servit pe lângă prezentarea sintetică a performanțelor și la stabilirea puterilor efective pe cilindră și a turajilor motoarelor poli-cilindrici.

5.5.2. Metode pentru poli-cilindrici

În cazul motoarelor poli-cilindrici s-au ridicat caracteristicile de turaj, de sarcină și caracteristicile de pierdere mecanice pentru a stabili posibilitățile de reducere a lor.

5.6. Concluzii

1. Programul de cercetare experimentală foarte vast, care a necesitat pentru realizarea sa șapte ani, a fost înțeles de proiectarea, realizarea și experimentarea a unui foarte mare număr de soluții din cauză că optimizarea camerelor de ardere nu este posibilă pe cale teoretică.

2. Alagarea parametrilor măsoarați și a metodelor de măsurare corespund scopului cercetării și în cel deosebit permit stabilirea puterii și economicității motorului.

3. Metodele de etalonare și aparatul conceput și elaborat de autor asigură măsurarea parametrilor cu o precizie la nivelul de dezvoltare a tehnicii actuale.

4. A fost concepută o instalație de cercetare complexă prevăzută cu instalații și aparatură realizată în cea mai mare parte în R.D. China, prevăzută cu un motor poli-cilindric proiectat și realizat de autor, care a permis efectuarea unor cercetări de înalt nivel tehnico-științific cu posibilități de aplicare imediată pentru dezvoltarea motoarelor Diesel rapide de tracțiune rutieră, agricolă și silvicultură.

**6. Rezultatele cercetărilor experimentale pentru
corelarea performanțelor motorului cu arhitec-
tura camarelor de ardere la turatii înalte**

**6.1. Generalități asupra soluțiilor energetice
cercetate**

Soluția energetică a unui motor cuprinde:

1. Procedul de formare a amestecului;
2. Procedul de ardere și soluții de camere de ardere;
3. Sistemul de injecție;

cu care trebuie corelate:

1. Sistemul de distribuție;
2. Sistemul de supraalimentare.

Optimizarea soluției energetice se realizează prin:

1. $\tau_1 \text{ min}$ - întârzierea la aprindere minimă;
2. $\tau_a \text{ min}$ - durata minimă a arderii;
3. S_{min} - energia minimă de formare a amestecului;
4. α_{min} - coeficientul excesului de aer minim;
5. $S_e \text{ min}$ - consumul specific efectiv minim;
6. $p_g \text{ min}$ - presiunea maximă de ardere minimă;
7. $p_e \text{ max}$ - presiunea medie efectivă maximă.

Optimizarea soluției energetice este determinată în principal de camera de ardere, care se bazează pe următoarele condiții:

- asigurarea lui α_{min} ;
- gradul de fum $G_f = 3 - 3,5$ %;
- temperatura minimă a gazelor de evacuare;
- $S_e \text{ min}$;
- $p_g \text{ min}$;
- viteza de creștere a presiunii minimă $\left| \frac{dp}{d\alpha} \right|_{\text{min}}$;
- $\tau_1 \text{ min}$;
- insensibilitate la calitatea combustibilului;
- pornire ușoară;
- nivel de zgomot redus.

În scopul optimizării camerei de ardere au fost

luate următoarele măsuri:

1. Deproiectarea camerei separate de vârtej, a camerei principale și a canalului de legătură pentru diferite variante.

2. Determinarea indicilor energetici și economici pentru variantele concepute și proiectate, pe baza acordării sistemului de injecție, a sistemului de admisiune cu arhitectura camerei de ardere.

Realizarea acestor măsuri nu este posibilă pe cale teoretică, ci numai prin experimentarea completă pe un monocilindru.

Experimentările pe monocilindru au avut ca scop studiul variației indicilor de performanță: a puterii, momentului motor, consumului specific de combustibil și a temperaturii gazelor de evacuare.

6.2. Influența arhitecturii camerei separate de vârtej

6.2.1. Forma camerei separate de vârtej

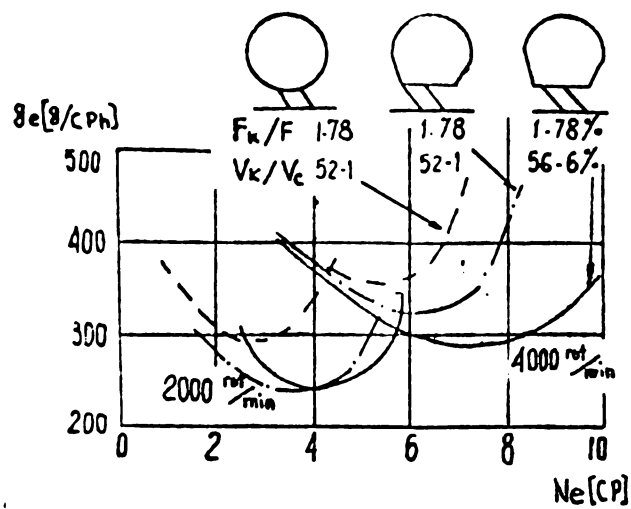
Primele experimentări au fost destinate stabilirii formei optime a camerei separate de vârtej, fig.6.1.

Din examinarea diagramelor $g_p = f(\lambda_e)$ se constată că pentru turațiile de $n = 1900$ r/min, $n = 2000$ r/min, $n = 3000$ r/min și $n = 4000$ r/min, se obține un consum specific efectiv mai mic pentru camera tip clopot decât pentru camera sflatizată. Rezultate confirmate și de cele obținute de cercetătorii din Japonia [30].

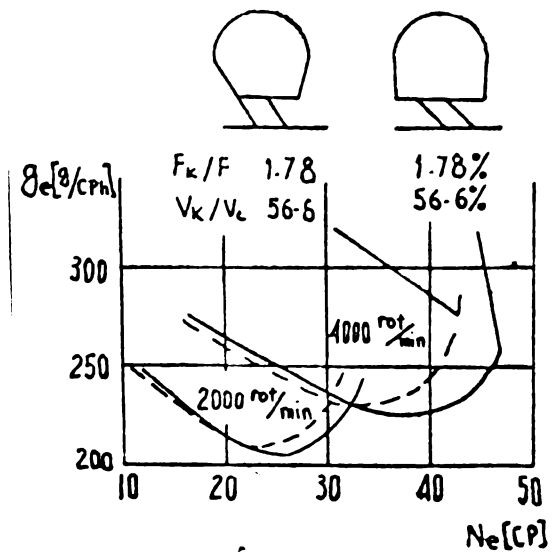
Pe baza rezultatelor obținute cercetările au fost efectuate pentru camera separată de vârtej tip clopot, care are și o tehnologie mai simplă decât cea sferică, fig.6.2

Forma plată a fundului camerei concentrează flacăra în partea sa inferioară, ca urmare camera nu este prea sensibilă la variația direcției jetului de combustibil, totodată are o pornire mai ușoară.

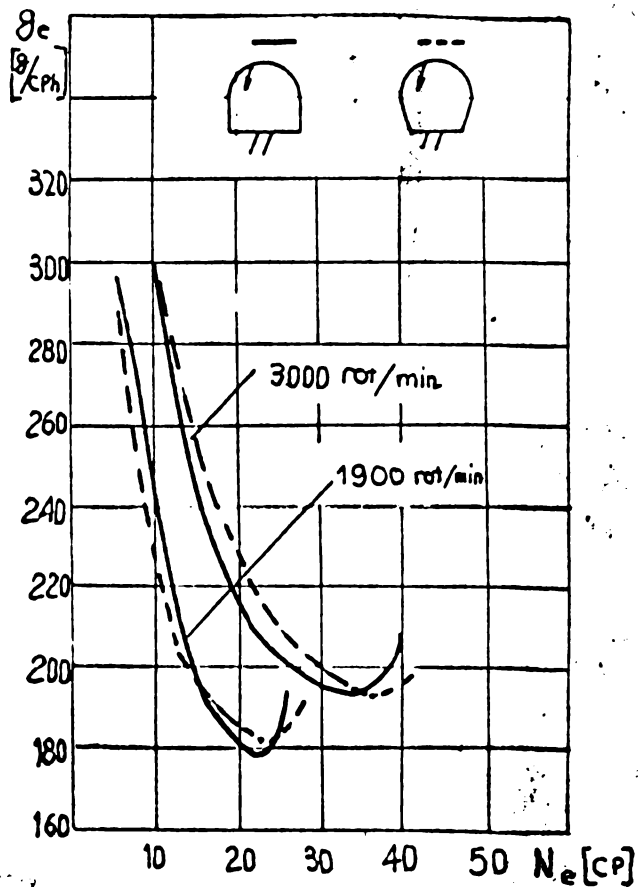
Înainte de alegerea formei a camerei separate de vârtej, ce urma să fie cercetată au fost experimentate formele A și B, fig.6.3, din care rezultă că ele au performanțe asemănătoare, dar tehnologia camerei de formă A este mai di-



6.1 a). Comparația pe monocilindru
 $V_s = 371$ ml; $\phi = 75 \times 34$ mm



6.1 b). Comparația pe policilindru.
 $V_s = 1434$ ml;
 $\phi = 75 \times 34$ mm



6.1 c). Comparația pe policilindru
 de tip 295; $V_s = 1630$ ml;
 $\phi = 95 \times 115$ mm

Fig. 6.1. influența arhitecturii
 camerei separate de vîrtej
 asupra economicității moto-
 rului

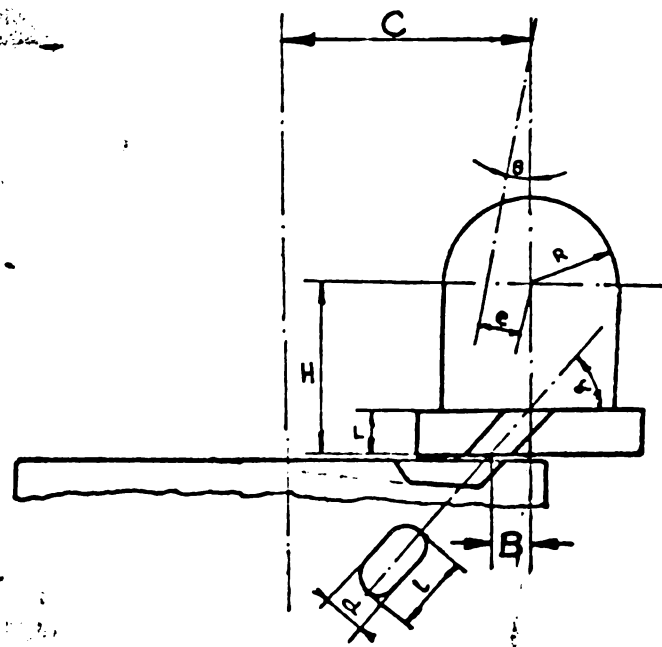


Fig. 6.2. schema camerei se-
 parate de vîrtej

Fig. 6.1.

Performanțele bune și teh-
 nologia mai simplă le-au de-
 terminat pe autorul tezei
 și cercetează optimizarea
 camerei de vîrtej tip J II
 derivată din camera tip B.

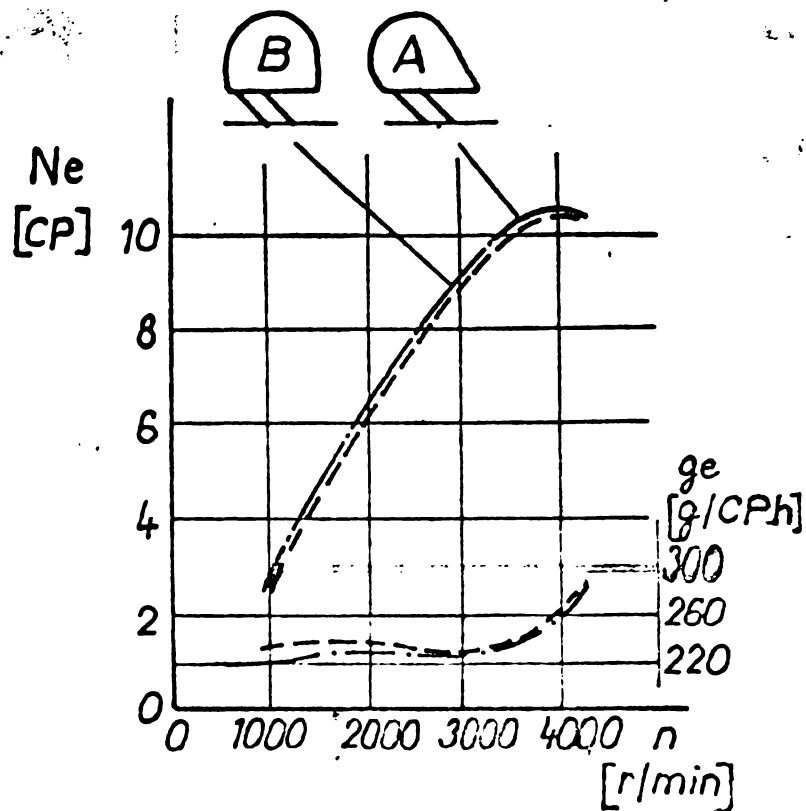


Fig.6.3. Performanțele camerelor separate de vârtej A și B

Studiile teoretice și în special relația raportului de vârtej, permit stabilirea unor corelații între dimensiunile camerei de ardere și performanțele sale, ceea ce a condus la studiul și cercetarea influențelor dimensiunilor camerei separate de vârtej asupra performanțelor motorului.

Fig.6.4. Camera separată de vârtej tip II

6.2.2. Influențele dimensiunilor camerei separate de vârtej

6.2.2.1. raza sferei s

Pentru creșterea raportului volumetric s-au cercetat pe motorul monocilindru experimental, camere de vârtej cu $d = 15; 16; 17$ și $17,5$ mm ($\delta_k = 50\%; 57\%; 62\%$ și 63%). Rezultatele experimentării pentru primele trei valori ale razei s sunt prezentate, pentru trei turații diferite, în fig.6.5.

Condițiile de experimentare sînt: raportul suprafeței canalului 1,39%, înălțimea părții cilindrice $h = 17$ mm, raportul de comprimare $\epsilon = 20$.

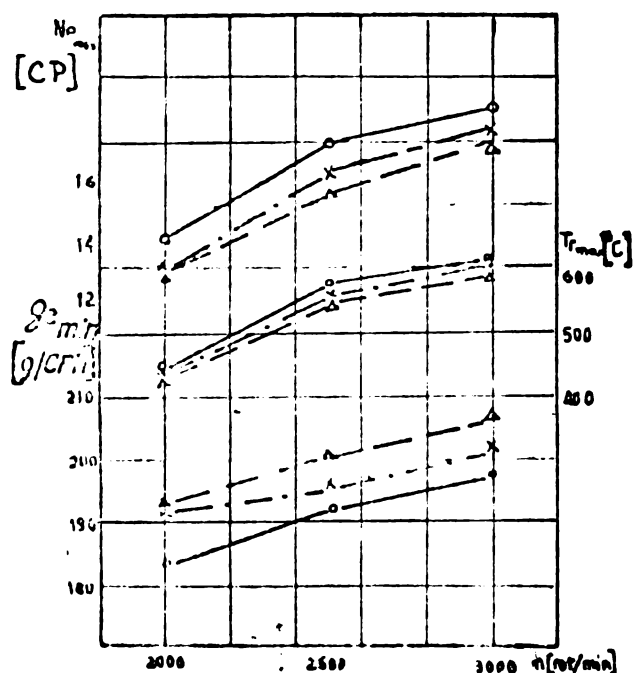


Fig. 6.5. Influența razei sferei asupra performanțelor: $\delta_k = 17$ mm; \times - $\delta_k = 16$ mm; \triangle - $\delta_k = 15$ mm

Din fig. 6.5 se deduce că odată cu creșterea razei sferei δ_k , crește puterea maximă, scade consumul specific minim de combustibil. Rezultatele prezentate în fig. 6.5 demonstrează corectitudinea analizei influenței razei δ_k efectuate. Dar, după experiența aplicării la motorul Diesel seria 95, rezultă că pentru $\delta_k > 17,5$, adică pentru $\delta_k > 70\%$, înălțimea spațiului dintre peretele capului pistonului și chiulasă scade prea mult; mărirea razei δ_k este limitată constructiv.

6.2.2.2. Înălțimea părții cilindrice H

Pentru clarificarea influenței lui H asupra performanțelor, s-au făcut experimentări comparative cu $H = 17$, 18,5 și 20 mm. ($\delta_k = 57\%$, 58,5% și 66,5%). Condițiile experimentale fiind: $\delta_k = 16$ mm ($\delta_k > 16$ mm a fost condiționată de $\delta_k = 20$ și raportul suprafeței canalului 1,145).

În fig. 6.6 sînt date rezultatele pentru două valori ale lui H , din care rezultă că, dacă H crește, performanțele motorului se îmbunătățesc mai ales la turații mari, din motivele următoare:

1. creșterea lui H determină creșterea lui δ_k ;
2. prin creșterea lui H se mărește suprafața peliculei de combustibil depus pe pereți; se intensifică vaporizarea;
3. în urma creșterii lui H , picăturile de combustibil din partea frontală a jetului se ciocnesc de peretele funiului camerei de ardere, reducîndu-se posibilitatea de a se reflecta în aer.

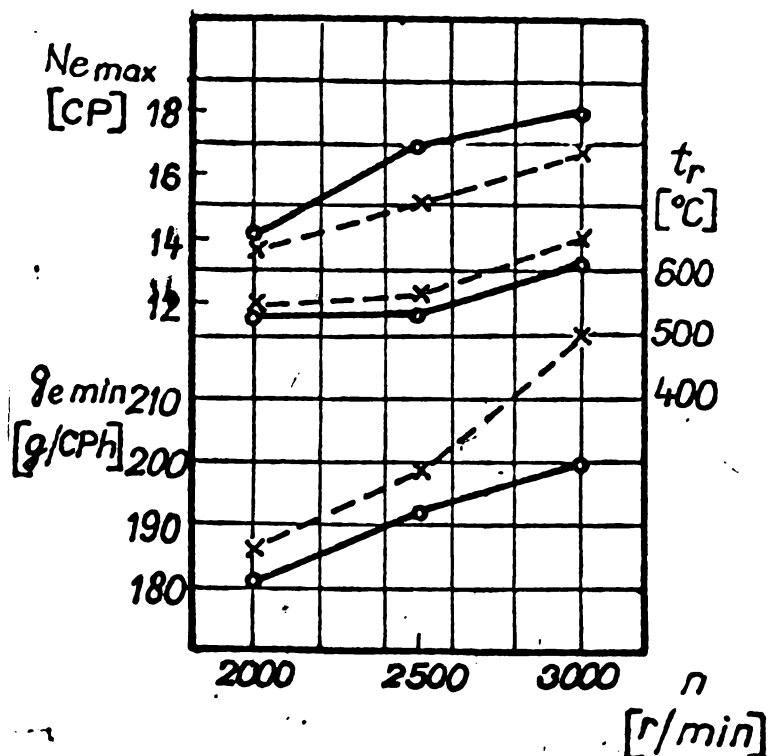


Fig.6.6. Influența părții cilindrice asupra performanțelor; $\delta-H = 20$ mm; $x-H = 17$ mm

valoarea sarcinii economice, consumul specific de combustibil are tendința să crească. La sarcini partiale creșterea raportului δ_k are ca efect creșterea consumului specific efectiv de combustibil.

Creșterea volumului camerei separate de vârtej are ca efect mărirea masei de aer antrenată în mișcare, îmbunătățirea formării amestecului și a arderei. Dar, simultan cresc și pierderile gazodinamice și termice a căror mărime la $n = \text{ot}$ nu scade decât foarte puțin cu reducerea sarcinii, de unde rezultă creșterea relativă a pierderilor din cilindrul motorului, iar randamentul indicat real scade cu toate că arderea în m.s.c. se îmbunătățește cu reducerea sarcinii.

6.2.2.3. Devierea jetului

Din fotografiile rapide, fig.21, lucrarea [29], se poate vedea clar, că în urma devierii jetului, flacăra se propagă de la perote spre centru, iar aerul se deplasează de la centru către perote.

Datorită acestor motive, performanțele camerei de vârtej cresc, dar trebuie luat în considerare, că prin creșterea lui H se măresc pierderile gazodinamice și termice.

Creșterea lui α și H înseamnă creșterea raportului δ_k ; din lucrarea [83] fig. 6.7 și 6.3 se observă că prin creșterea lui

$$\delta_k = \frac{v_k}{v_0}, \text{ la sarcini}$$

mari, consumul specific de combustibil scade, în timp ce la scăderea sarcinii sub

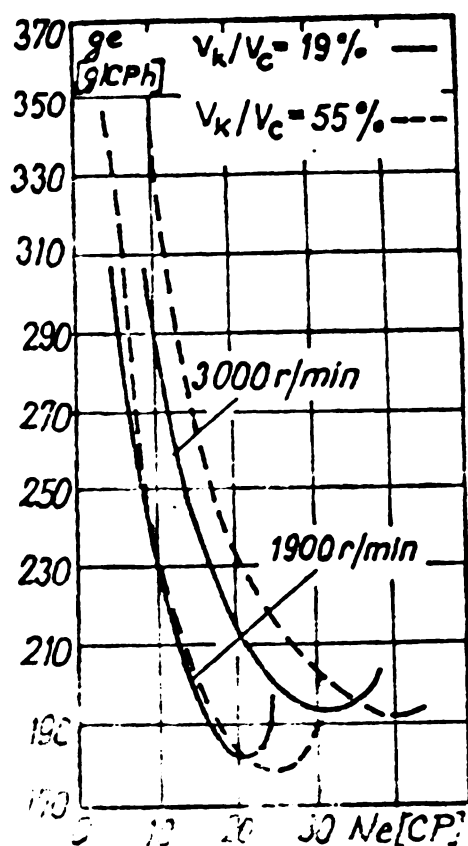


Fig. 6.7. Influența raportului V_k/V_c asupra performanțelor motorului cu aprindere prin comprimare tip 95

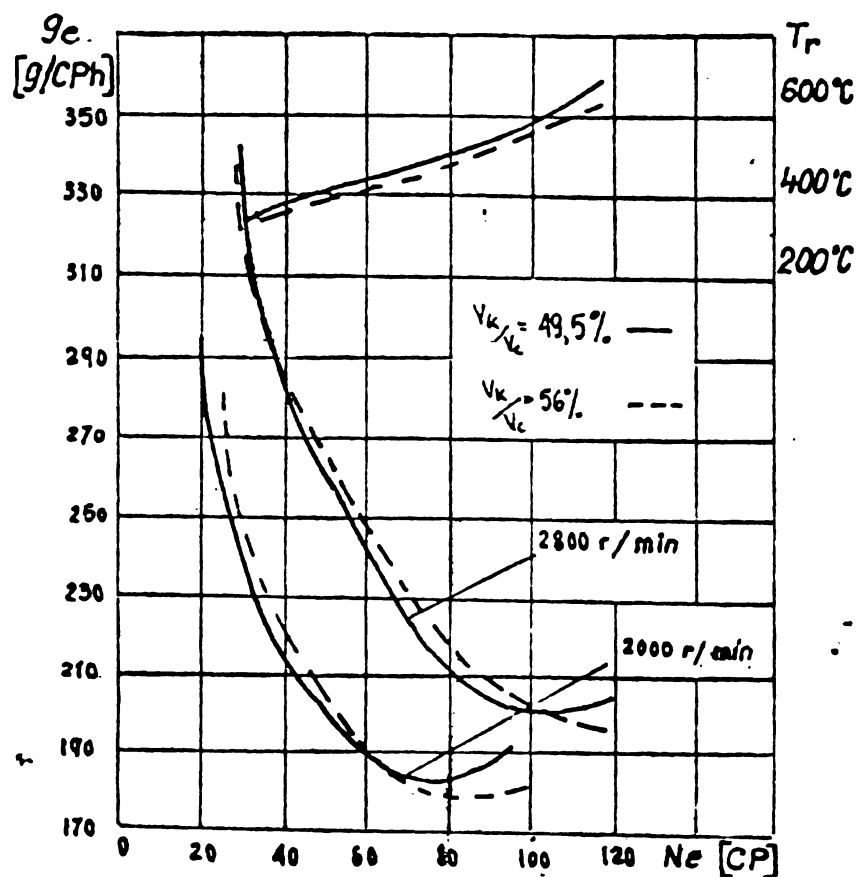


Fig. 6.8. Influența raportului V_k/V_c asupra performanțelor motorului cu aprindere prin comprimare tip LF 6105

Se obține astfel o condiție foarte bună pentru o ardere rapidă la perete, ceea ce constituie efectul principal, al procedurii de ardere Δ [34]. Devierea jetului pentru camera C II este de numai 5 mm, fiindcă pornirea manuală este dificilă. În încercarea de față s-au experimentat pentru comparație cu $e = 7$ și 8 mm, celelalte condiții de experimentare fiind $\Delta = 17$ mm, iar unghiul de deviere a jetului față de linia care trece prin centrul camerei de vîrtej este $\psi = 20^\circ$.

Rezultatele experimentării sînt date în fig. 6.9 pentru diferite turații, din care rezultă că, prin creșterea lui e , se poate ridica considerabil puterea și economicitatea motorului.

Labilitățile performanțelor se explică prin formarea și arderea amestecului mai apropiată de procedul Δ . Creșterea valorii lui e însă, peste 9, a determinat scăderea performanțelor motorului, din cauze scăderii vitezei aerului în

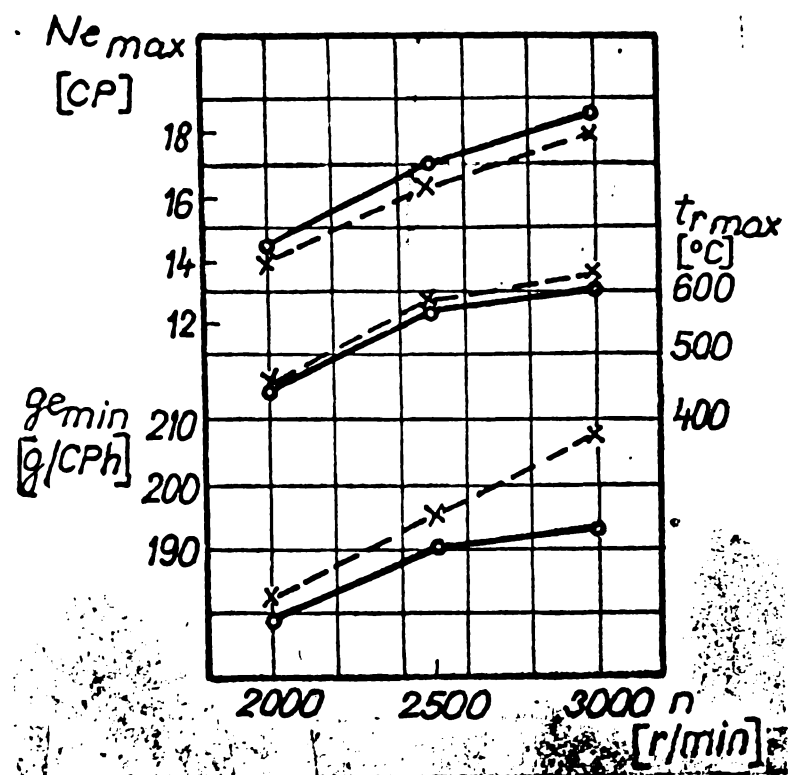


Fig. 6.9. Influența devierii jetului asupra performanțelor: $\alpha = 3$ mm; $\alpha = 7$ mm

oțre centrul camerei și oțre perete, s-a dovedit că aprinderea se produce mai înainte la jetul dirijat spre centru, iar pornirea este mai ușoară, ceea ce constituie de fapt deficiența principală a aplicării procedurii la camera separată de vîrtej.

Pentru a rezolva această contradicție în cazul camerei C II, pe lângă orificiul de pornire s-a prevăzut și o bujie incandescentă, obținindu-se o pornire mai ușoară. Practic, s-a dovedit că în cazul unui motor de autoturism cu pornire electrică și bujie incandescentă, temperatura aerului ambiant poate să scadă cu 40°.

Pentru stabilirea formei noi a camerei de vîrtej s-a luat devierea jetului $\alpha = 3$ mm, modificându-se unghiul de deviere a jetului de la 20° la 10°, care a dat rezultate mai bune.

6.2.2.4. Unghiul de înclinare a axei injectoarelor θ

În lucrarea [33] în care sînt cuprinse experimentările referitoare la influența unghiului θ , se prezintă

apropierea peretelui. În camera separată de vîrtej, intensitatea vîrtejului este mare, din care cauză crește mult căderea de căldură de la gaze, respectiv de la aer, la pereți, ca urmare pornirea motorului este dificilă la rece. Creșterea peste 9 mm a valorii lui θ are ca efect și pornirea mai dificilă. Prin fotografierea rapidă [15] a interiorului camerei de ardere, pentru jetul dirijat

diagrama de variație $\delta_e = f(N_e)$ și $T_r = f(N_e)$ pentru trei valori ale unghiului ϑ .

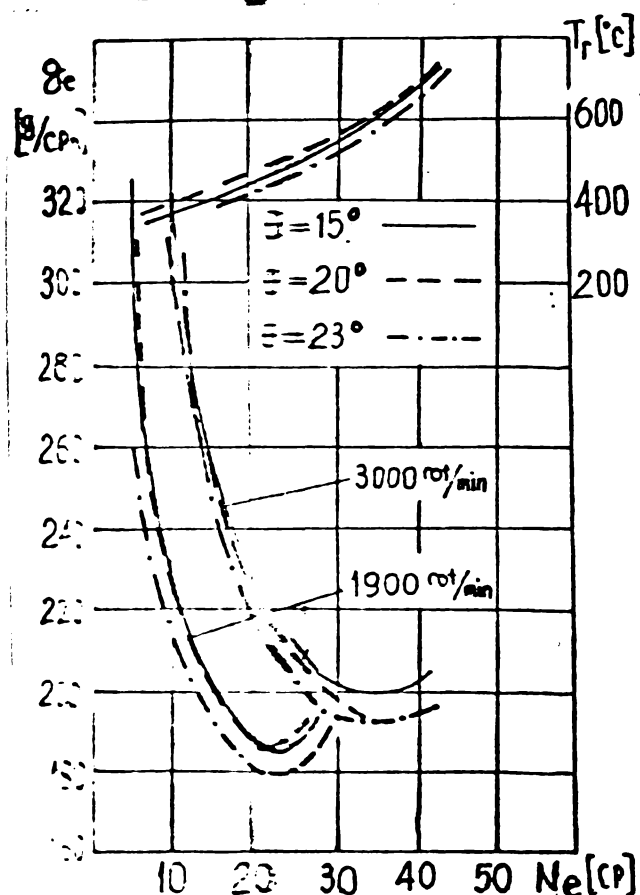


Fig.6.10. Influența unghiului ϑ asupra performanțelor motorului, stabilită pe motorul 2.95

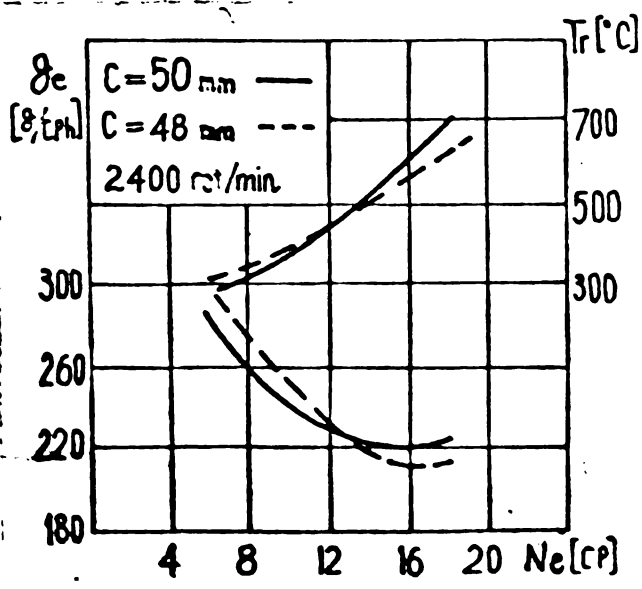


Fig.6.11. Influența distanței c asupra performanțelor motorului

Din fig.6.10 se deduce că influența lui $\vartheta \in (15^\circ - 23^\circ)$ asupra performanțelor motorului este mică din cauza formei de clopot a curbei separate de viteză.

Pentru motorul tip 105 s-a constatat că $\vartheta_{opt} = 15^\circ$ ($c = 3$ mm), iar pentru motorul tip 4.95.4 $\vartheta_{opt} = 10^\circ$ ($c = 3$ mm).

6.2.2.5. Distanța dintre axa camerei separate de viteză și axa cilindrului c

Experimentările efectuate pe un motor tip 105, au evidențiat influența distanței c asupra performanțelor motorului, deși diferența între cele două distanțe experimentate a fost numai de 2 mm, fig.6.11.

S-au experimentat două distanțe $c_1 = 48$ mm și $c_2 = 50$ mm, la $n = 2400$ r/min, constatându-se că la sarcini mici este mai avantajoasă distanța $c_2 = 50$ mm, iar la sarcini mari $c_1 = 48$ mm. Luarea de distanțe, deși redus numai la două, demonstrează importanța distanței c asupra performanțelor motorului.

Distanța c , determinată în general pe bază de considerații tehnologice, influen-

teasă curgerea gazelor de ardere și utilizarea aerului în camera principală.

Astfel se poate aprecia utilitatea optimizării distanței e pentru creșterea performanțelor motorului.

6.3. Influența canalului de legătură dintre camera separată de viteză și camera principală

Canalul de legături are influență destul de mare asupra performanțelor motorului, fiindcă controlează vortajul, iar forma și dimensiunile sale determină în mare măsură pierderile gazodinamice [35] [36] [37].

Din această cauză s-au experimentat diferite forme de secțiune și de canal [30], astfel au fost experimentate diferite forme de secțiuni, dar cu așii apropiați. Rezultatele arată că secțiunea dreptunghiulară determină un consum specific efectiv mai mic și o temperatură mai redusă a gazelor decât cea circulară, fig.6.12, totuși tehnologia canalului de secțiune dreptunghiulară este mai simplă.

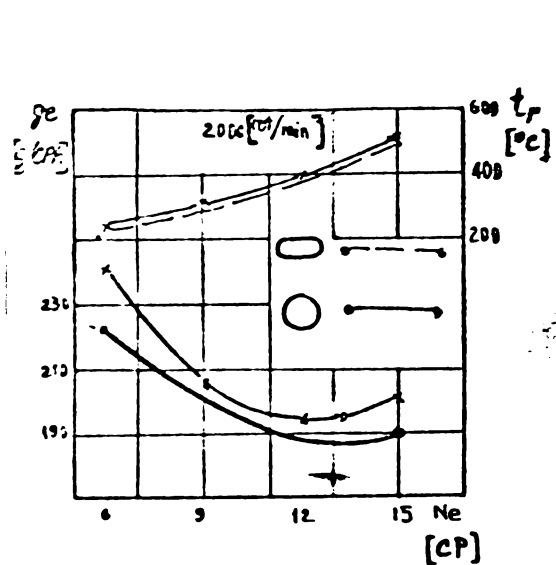


Fig.6.12. Influența formei secțiunii canalului asupra performanțelor

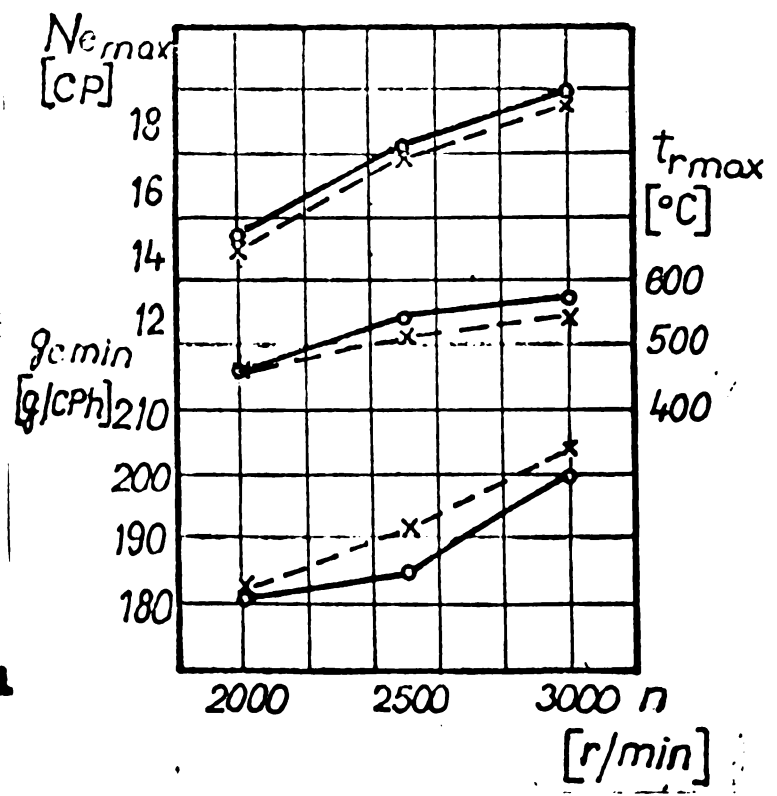


Fig.6.13. Influența lungimii l asupra performanțelor: $o-l=18$ mm; $x-l=11,5$ mm

6.3.1. raportul dintre lungimea și lățimea secțiunii canalului

mai întâi s-a fixat lățimea $d = 6,3$ mm și s-a

experimentat cu lungimile $l = 14,5; 16,5; 18; 19,5$ și 21 mm (respectiv $f/f_p = 1,25; 1,39; 1,66$ și $1,85$); în urma experimentirilor s-a constatat că prin creșterea lui l de la $14,5$ la 18 mm, consumul specific efectiv de combustibil scade și temperatura gazelor variază foarte puțin, dacă l crește mai departe de la 18 mm la 21 mm, consumul specific efectiv nu variază, dar temperatura gazelor de evacuare crește mai mult, fig.6.13.

În cazul menținerii lățimii constante a secțiunii canalului de legătură, aria secțiunii și zona cuprinsă de vârtej depinde numai de lungimea l .

Creșterea lui l determină creșterea zonei cuprinsă de vârtej, reducerea intensității vârtejului și a pierderilor gazodinamice ale aerului care trece din camera principală în camera de vârtej. Pentru creșterea lungimii l de la $14,5 - 18$ mm, se mărește zona cuprinsă de vârtej, fără ca intensitatea vârtejului să scadă prea mult. Creșterea în continuare a lui l de la 18 la 21 mm, mărește puțin consumul specific și temperatura gazelor față de cazul $l = 14,5 - 18$ mm, creștere care se explică prin scăderea intensității vârtejului, care devine predominantă față de creșterea zonei cuprinsă de vârtej. Dacă $l = 21$ mm, scăderea intensității vârtejului este prea mare, formarea amestecului și arderea se înrăutățesc, omogenitatea amestecului scade, iar arderea se prelungeste în destindere.

Apoi, experimentarea a fost continuată pentru $l=18$ mm, cu $d = 6,7$ mm, fig.6.14.

Rezultatele experimentale pentru trei regimuri de turație au evidențiat că, dacă l este mai mare, creșterea lui d determină scăderea puterii maxime și creșterea consumului specific și a temperaturii gazelor de evacuare.

Din experimentările prezentate rezultă că pentru creșterea secțiunii canalului este mai bine să se mărească lungimea l .

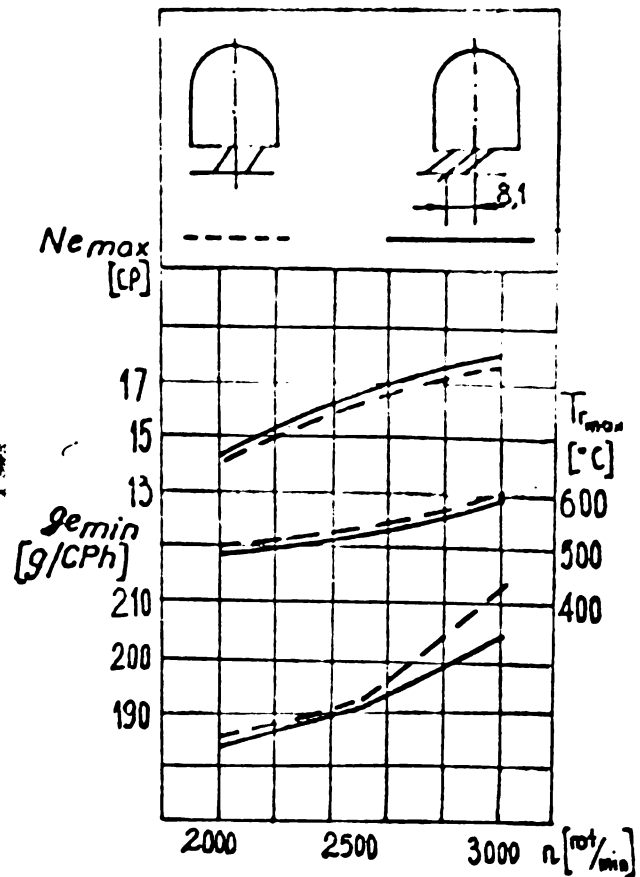
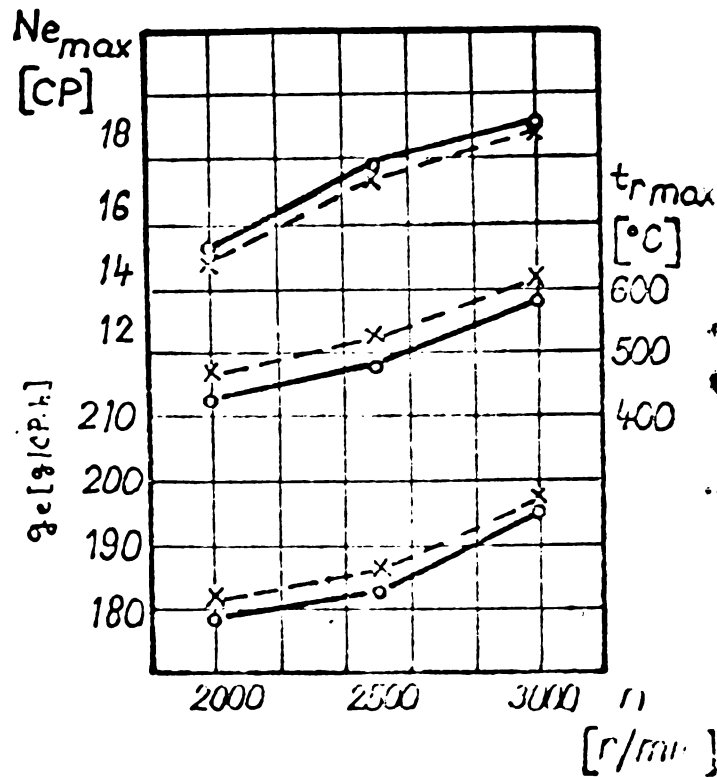


Fig. 6.14. Influența lățimii canalului asupra performanțelor: $\circ - d = 6 \text{ mm}$ $\times - d = 7 \text{ mm}$ Fig. 6.15. Influența poziției canalului asupra performanțelor

6.3.2. Poziția canalului B

Există concepția că poziția cea mai bună a canalului este, pentru cazul din fig. 6.15b, la care muchia superioară a canalului se află pe axa de simetrie (linia ce trece prin centru) a camerei de vîrtej [30].

Verificările cu camera U II au fost efectuate pentru un canal, avînd muchia superioară deplasată spre stînga cu 4,3 mm față de axa de simetrie a camerei de vîrtej, fig. 6.15a, respectiv centrul de ieșire inferior deplasat spre stînga cu 3,1 mm față de axa de simetrie a camerei de vîrtej, fig. 6.22.

Rezultatele experimentărilor pentru trei regimuri de turație diferite și pentru cele două poziții de canale, au arătat că poziția a este mai avantajoasă, asigurînd performanțe mai ridicate, în special la turații mari. În cazul poziției a, vîrtejul are o intensitate mai mică decît în cazul b, dar poziția a canalului permite trecerea ameste-

cului aprins mai înainte în camera principală de ardere.

6.3.3. Unghiul de inclinare α al canalului

Unghiul de inclinare α al canalului de referință pentru camera C II a fost cel stabilit la camera C0st V_0 de 40° . Comparativ s-au experimentat unghiuri $\alpha = 35^\circ$, 40° și 45° , fig.6.16.

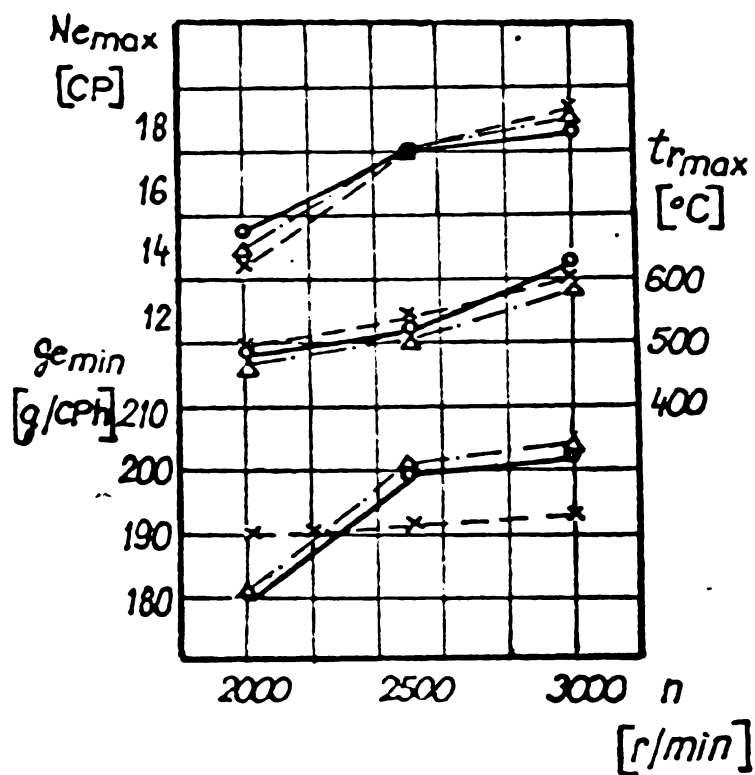


Fig.6.16. Influența unghiului α asupra performanțelor; $\circ - \alpha = 40^\circ$;
 $\triangle - \alpha = 35^\circ$; $\times - \alpha = 45^\circ$

Din diagrama dată în fig.6.16, se poate vedea că la turația $n = 2000$ r/min, se obțin performanțe mai bune cu $\alpha = 35^\circ$ și 45° , iar la turații $n = 2500 - 3000$ r/min, cu 40° . Se poate considera că unghiul α influențează performanțele prin mărirea intensității vorticității și a pierderilor gazodinamice, influența lui α fiind asemănătoare cu a poziției canalului de logitură. În fig.6.17 se prezintă $p_0 = f(\alpha)$.

6.3.4. Profilul ingeriei

Experimentările comparative au fost efectuate cu $d = 8$, $9,5$ și 11 mm, la turația de 2000 , 2500 și 3000 r/min. Rezultatele experimentării pentru $d = 8$ mm și $d = 11$ mm sînt date în fig.6.13. Se observă că rezultatele cele mai bune se obțin pentru $d = 8$ mm, la toate sarcinile și turațiile experimentate.

Înrațirea performanțelor se explică prin deplasarea secțiunii superioare a canalului spre dreapta, în

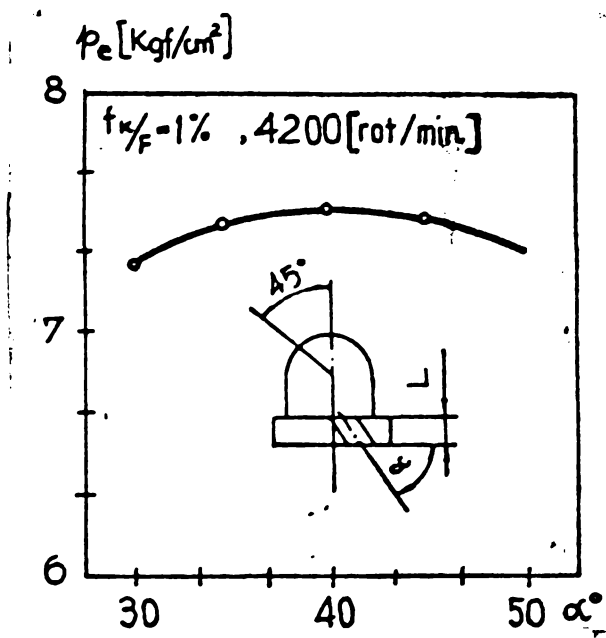


Fig.6.17. Influența unghiului asupra performanțelor

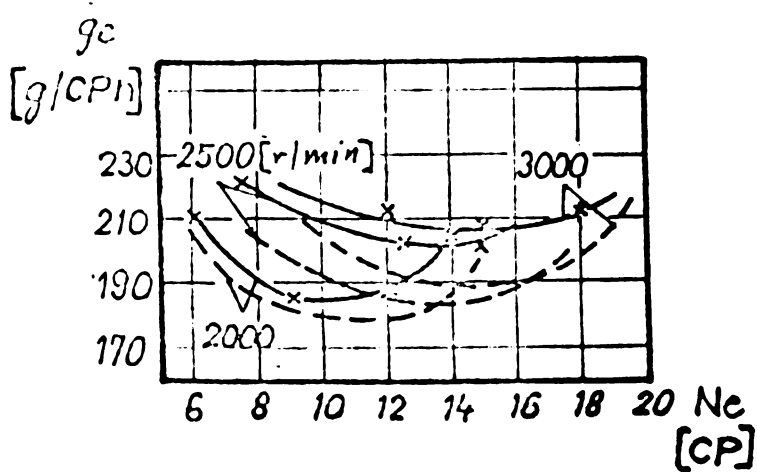


Fig.6.18. Influența grosimii inserției asupra performanțelor: - - - - -
 1) $l = 3$ mm

sarcină la $n = 1300$ r/min și $n = 3000$ r/min, fig.6.19 și 6.20.

condițiile menținerii distanței constante de 3,1 mm între axa canalului la intrare și axa camerei de vîrtej. Datorită devierii secțiunii superioare spre dreapta, legirea gazelor de ariere este mai dificilă și totodată crește lungimea secțiunii canalului, prin pierderile gazodinamice și se întîrzie trecerea gazelor din camera de vîrtej în camera principală.

Dacă se micșorează grosimea inserției sub o anumită limită, curentul de aer în timpul comprimării nu mai urmărește profilul canalului, se produc desprinderi cu pierderi suplimentare de energie, intensitatea vîrtejului se micșorează, reducîndu-se astfel performanțele.

În tabelul 6.1 sînt cuprinse α° , f_k/F_p [%], g_c min și t_r pentru două tipuri de inserție pentru care s-au trasat caracteristicile de

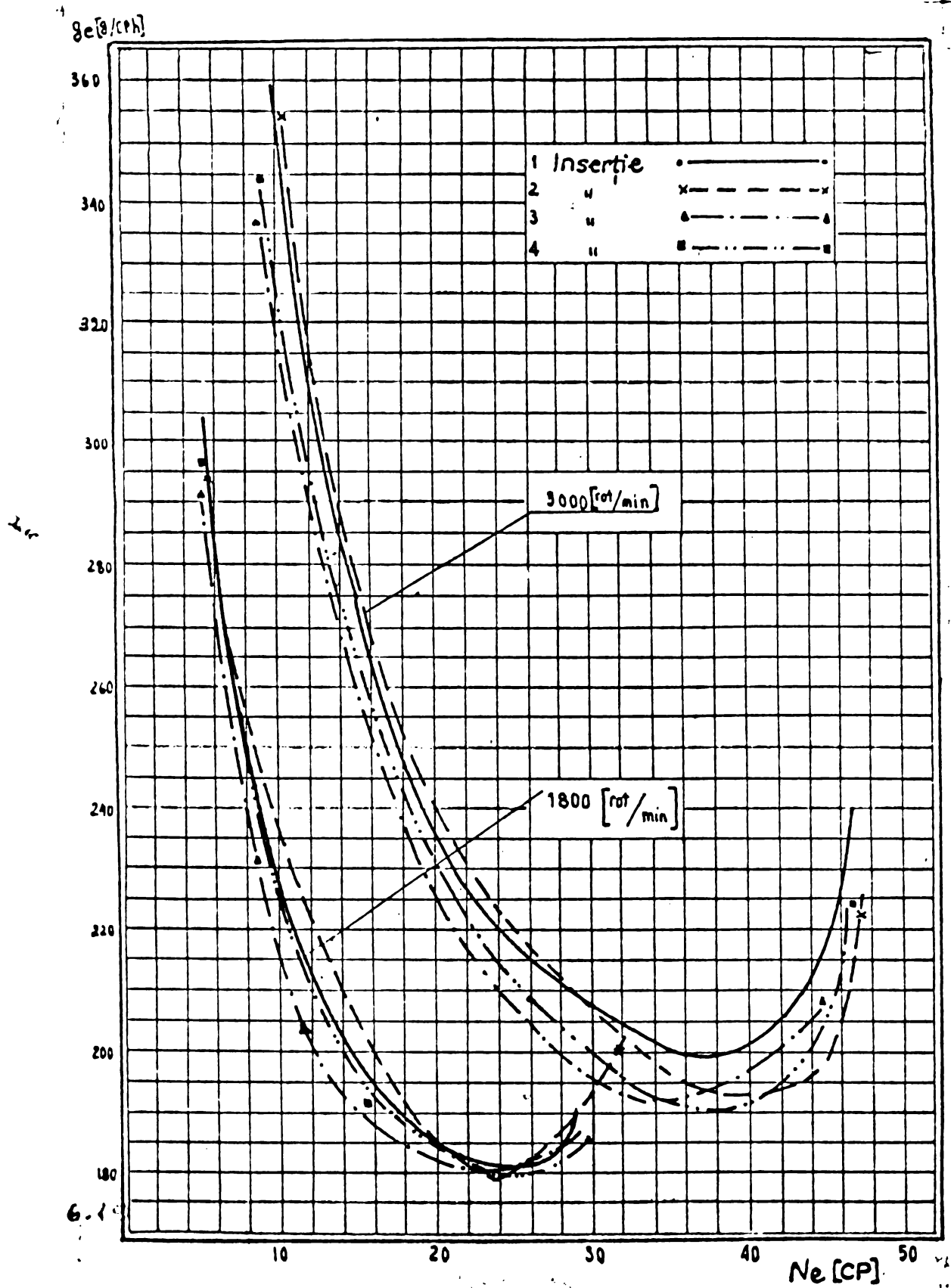


Fig.6.19. Influența inserției asupra performanțelor motorului (după experimentarea de optimizare I)

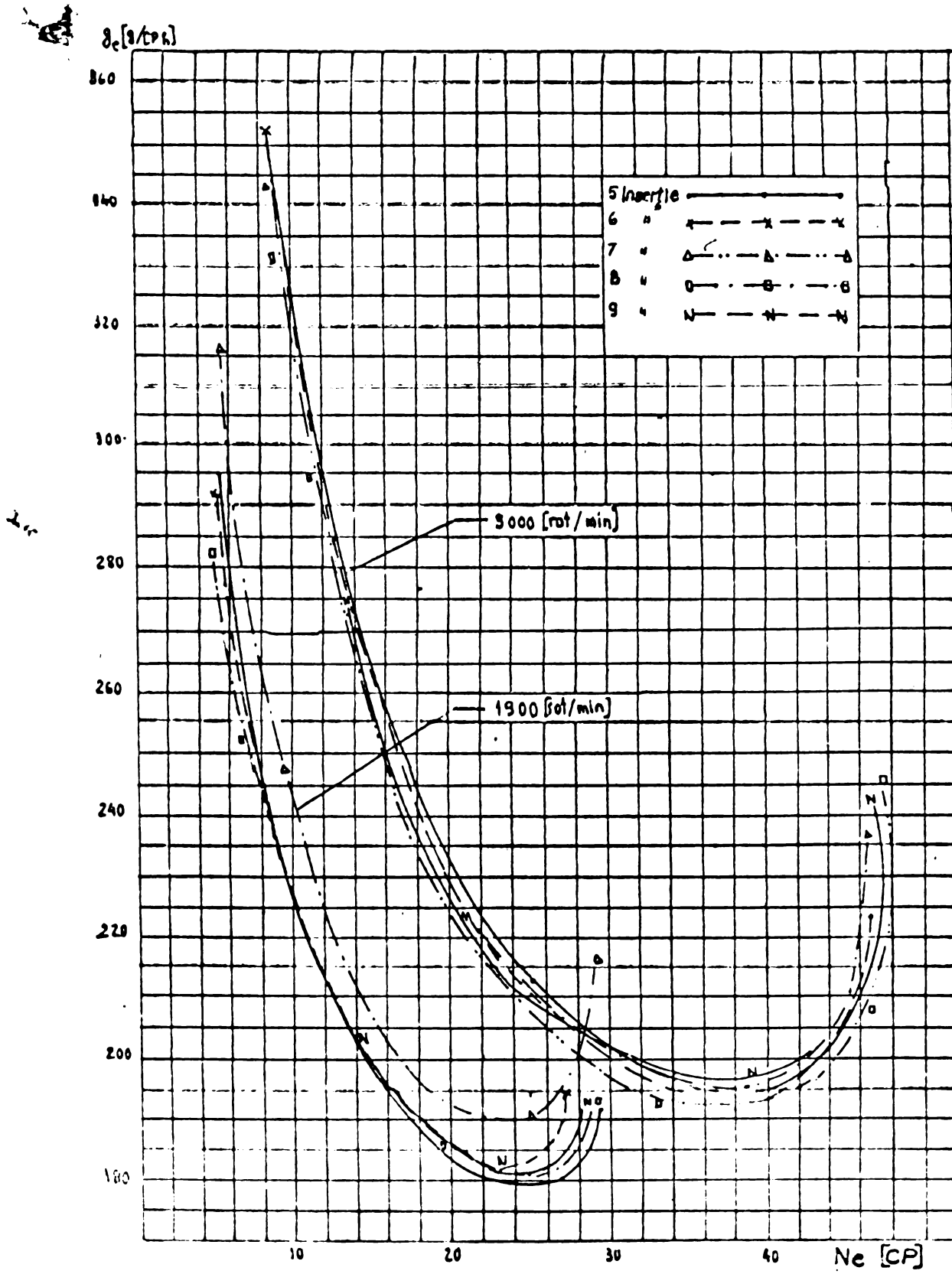


Fig.6.20. Influența inserției asupra performanțelor motorului (după experimentarea de optimizare II)

Tabloul 6.1

Incețarea optimă a inserțiilor (n = 3000 r/min)

| tractor inșerția | α° | P_k/P_p | δ mm | ξ_{min} g/32h | t_r |
|---------------------|------------------|-----------|-------------|----------------------|-------|
| 1 | 40 | 1,25 | 4 | 199 | 537,5 |
| 2 | 40 | 1,35 | 6,6 | 192 | 531 |
| 3 | 40 | 1,5 | 8,2 | 191,6 | 520 |
| 4 | 45,5 | 1,25 | 8,2 | 192,3 | 526 |
| 5 | 45,5 | 1,35 | 4 | 194 | 513 |
| 6 | 45,5 | 1,5 | 6,6 | 192,6 | 516 |
| 7 | 49 | 1,25 | 6,6 | 194,5 | 521 |
| 8 | 49 | 1,35 | 6,2 | 192,6 | 517 |
| 9 | 49 | 1,5 | 4 | 193,5 | 516 |

6.4. Influența arhitecturii camerei principale

Pentru ridicarea turației și a creșterii puterii litrice a motorului, este foarte importantă nu numai adaptarea camerei separate de virtej, dar și a celei principale. Deși unele institute de cercetare și fabrici: Ricardo, IAFI, ICI, DAFI, au obținut prin experimentări unele camere principale cu performanțe mai bune [9] [37] [39] [49], totuși pînă în prezent nu există criterii precise de stabilire a unei forme raționale pentru camera principală, în vederea creșterii turației și a puterii litrice [90] [91] .

În cadrul lucrării au fost experimentate două tipuri de camere principale: tip "două roți" și "tip dublu virtej". Camera principală tip "dublu virtej" a fost experimentată pentru camera tip CI, care a dat rezultate mai bune pentru turații pînă la 2000 r/min [92] , pentru turații mai mari, după părerea autorului, nu este satisfăcătoare formarea unui virtej în camera principală, dar este necesar ca flacăra să aibă posibilitatea să se extindă cît mai rapid în toată camera de ardere, pentru utilizarea cît mai rapidă și mai completă a aerului și totodată să se evite și pierderi de energie ale gazelor.

Prin analiza comparativă a mai multor tipuri de cameră principală, fig.6.21, s-a adoptat următoarea soluție de cameră tip "două roie", modificată astfel:

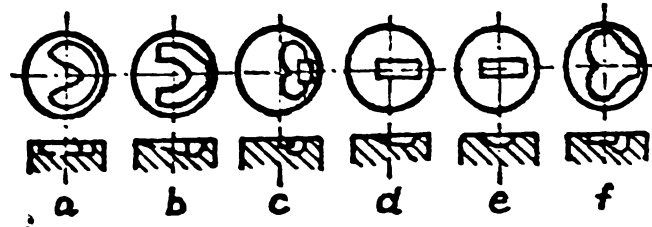


Fig.6.21. Diferite forme de cavități practicate în capul pistonului

1. pentru a micșora pierderile gazodinamice la trecerea aerului din camera principală în camera separată de vîrtej și invers la trecerea gazelor de ardere, s-a prevăzut un canal de conducere în capul pistonului, adaptat la forma și înclinarea camplului de legătură, fig.6.22.

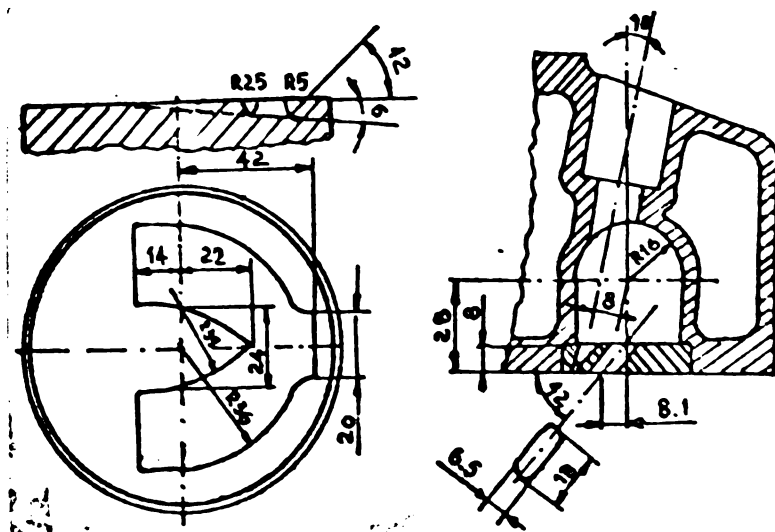


Fig.6.22. Arhitectura tipului nou de cameră de ardere: a- camera principală; b- camera separată de vîrtej

variației lățimii lor, ele s-au proiectat cu lățimea constantă;

4. pentru a evita pierderile de energie la ieșire, prin ciocnirea curenților din cele două cavități, direcția lor la ieșire s-a construit paralelă.

2. pentru a esigura propagarea cât mai rapidă a flăcării în camera principală, s-a micșorat treptat efinciența cavităților, fig.6.22.

3. pentru reducerea pierderilor de energie gazodinamice în cavitățile din capul pistonului, din cauza

Pe baza modificărilor de mai sus, camera de ardere principală nou experimentată este de tip "două pene", fig. 6.21 sau 6.22.

Rezultatele experimentărilor comparative dintre cele două tipuri de camere prezentate mai sus, sînt cuprinse în fig.6.23. În fig.6.23 se deduce că pentru toate turațiile și sarcinile experimen-

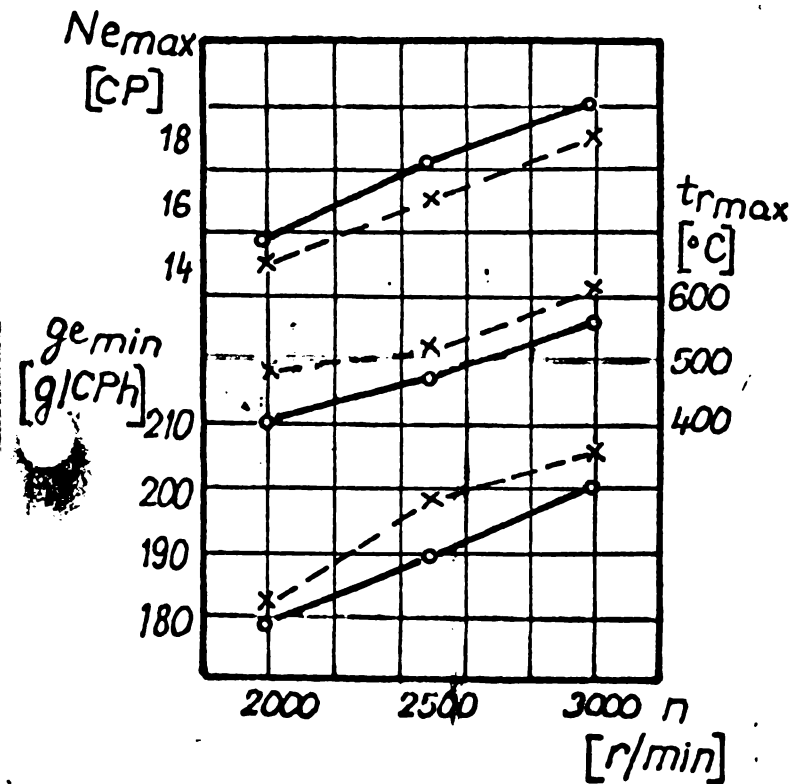


Fig.6.23. Compararea performanțelor camerei de ardere tip două pene și tip două role: O- tip "două role"; x- tip "două pene"

te mai slabe decât tipul b, după cum rezultă din tabelul 6.2.

Pentru a studia influența dimensiunii cavității pistonului asupra performanțelor, s-au experimentat comparativ două camere de ardere principale de tip b, cu aceeași formă, dar cu dimensiuni diferite.

Una cu volumul cavității din capul pistonului $7,6 \text{ cm}^3$, alta cu 5 cm^3 .

Rezultatele obținute pentru trei regimuri de turație și diferite sarcini, au evidențiat performanțe apropiate, ceea ce înseamnă că volumul cavității nu are o influență mare asupra performanței. De aceea, reducerea volumului cavi-

te, camera tip "două pene" (fig.6.21a) este superioară camerei tip "două role" (fig.6.21b), mai ales la turații și sarcini mari, temperatura gazelor evacuate și consumul de combustibil suferă o schimbare mare.

În continuare, s-a mai experimentat alte patru forme de cameră principală de ardere (fig.6.21), tip cu două vîrtejuri, cu canal scurt c, tip cu "canal drept" d, tip "arc" e, tip "supapă" f, toate au performan-

tății din capul pistonului, pentru a mări raportul volumetric de comprimare, nu numai că este necesară, dar este și posibilă.

Tabloul 6.2

| Camera principală ar. | R mm | L/d | ϵ | n rot/min | Performanțe | |
|-----------------------|---------|--------|------------|--------------|-----------------------|--------------------------|
| | | | | | Puterea max. CP | Consum min. g/CP/h |
| a | 16 | 18/6,9 | 20,5 | 3000 | 18,5 | 194 |
| b | 16 | 18/6,5 | 20 | 3000 | 19,0 | 192 |
| c | 16 | 18/6,5 | 20 | 3000 | 18,2 | 193 |
| d | 17 | 18/6,5 | 19,2 | 3000 | 18,8 | 194 |
| e | 17 | 18/6,5 | 19,8 | 3000 | 17,5 | 196 |
| f | 17 | 19/6,5 | 19,5 | 3000 | 17,0 | 210 |

În continuare se prezintă rezultatele cercetărilor efectuate în cadrul întreprinderii de motoare din Jiu-Jiong, pe baza lucrărilor autorului.

Experimentările au avut ca scop determinarea puterii, economicității și a temperaturii gazelor evacuate, la turația $n = 2000$ r/min, pentru formele de cameră principală date în fig.6.24. Cele mai bune rezultate s-au obținut cu camera separată de vârtej din fig.6.25.

Pentru această cameră s-au trasat apoi caracteristicile de sarcină, pentru turațiile de 2500 și 2800 r/min, fig.6.26.

Sintetizăm toate experimentările camerei de ardere principale, rezultă următoarea concluzie: cerința principală pentru realizarea camerei de ardere principale este ridicarea eficienței folosirii aerului, pentru ca arderea să fie completă, iar metoda principală pentru acest scop este proiectarea rațională a arhitecturii sale, forma și dimensiunile cavităților să permită trecerea rapidă a gazelor de ardere în camera principală.

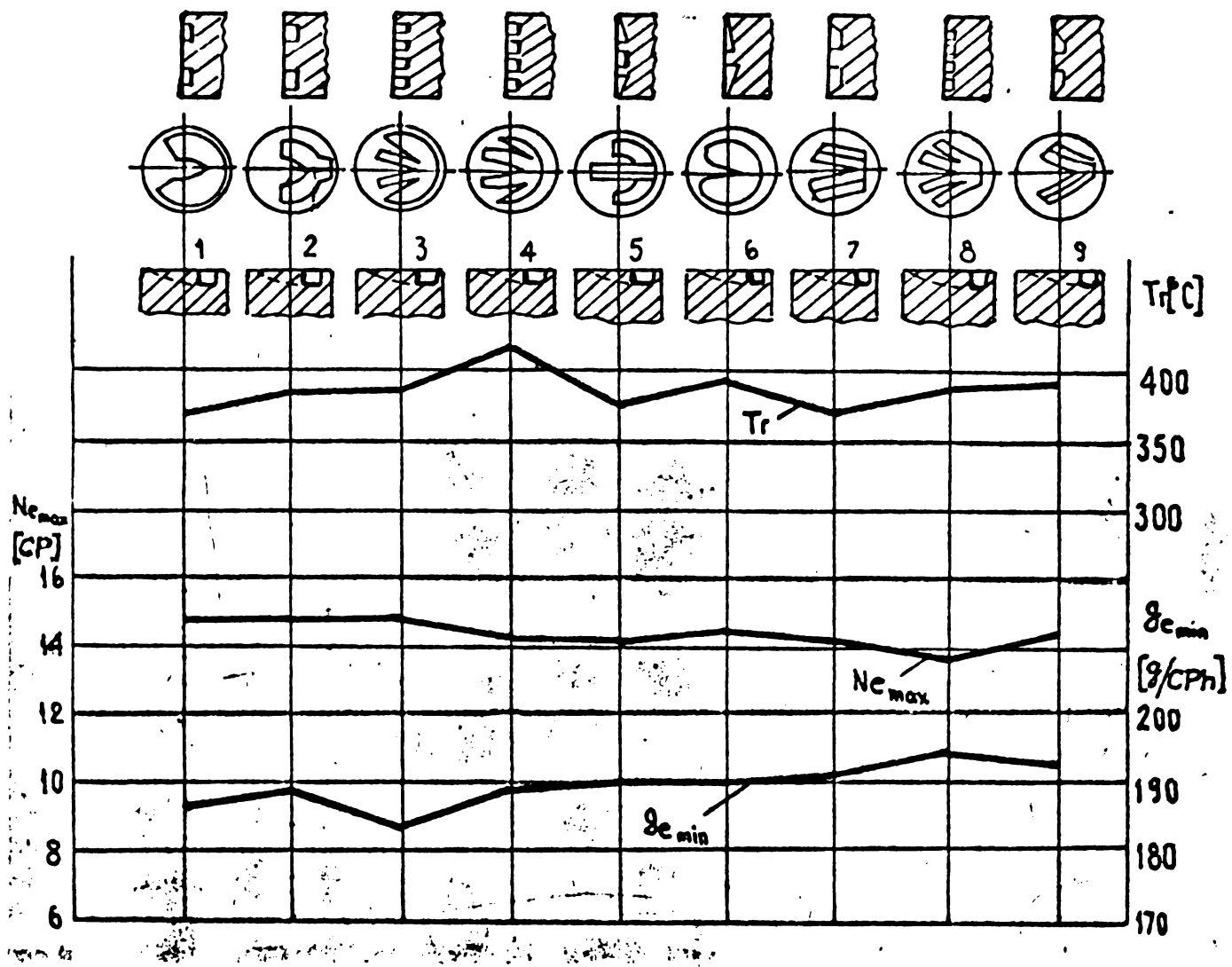


Fig.6.24. Compararea performanțelor pentru diferite tipuri de camere principale ($n = 2000$ r/min)

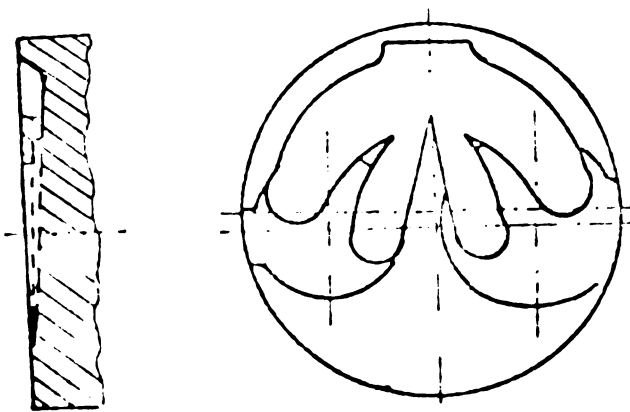


Fig.6.25. Camera principală "multi-pan" cu degajiri pentru supape

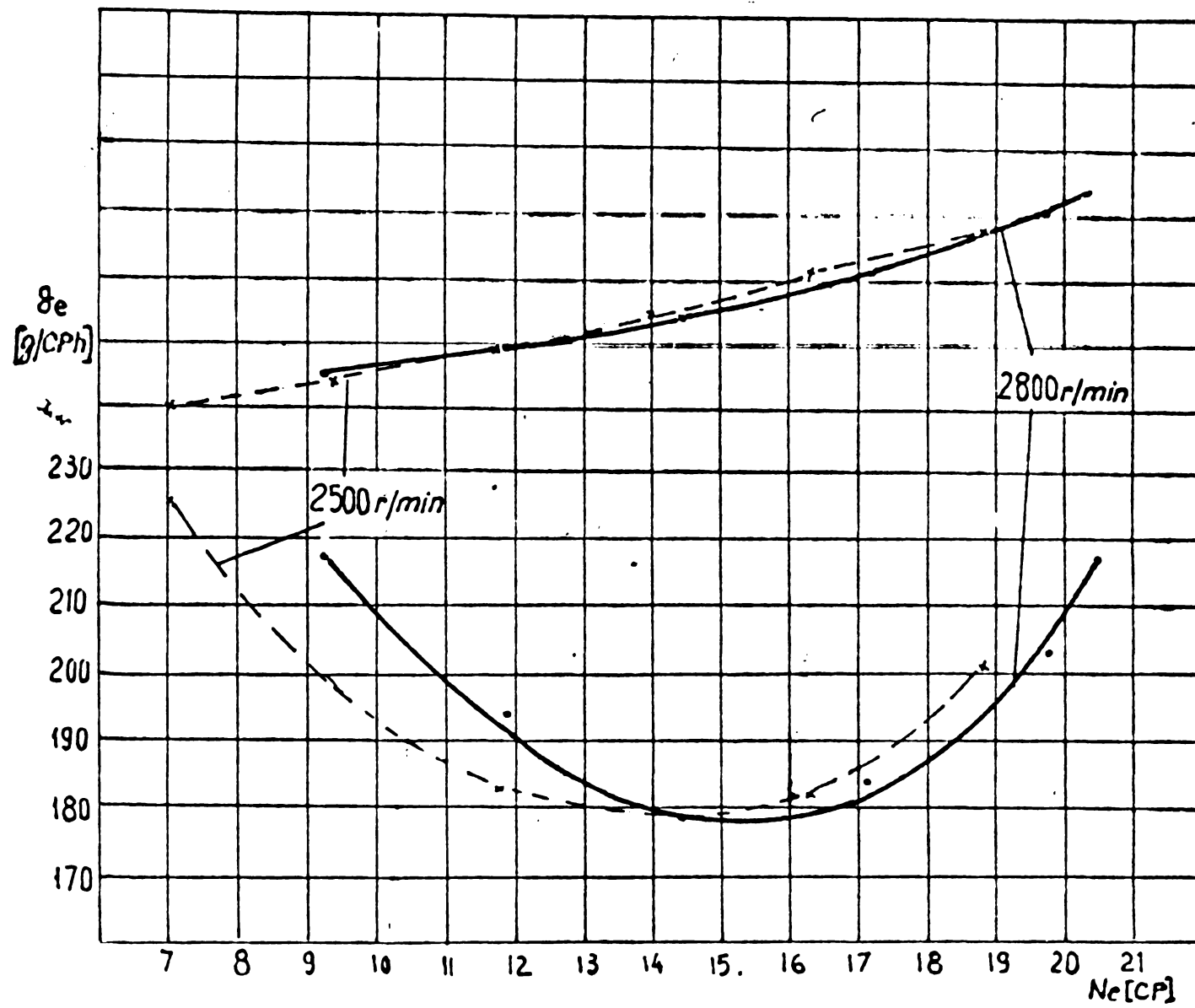


Fig.6.26. Caracteristicile de curceni
pentru $n = 2500$ r/min și
 2800 r/min

6.5. Influenta orificiului suplimentar de pornire

Pornirea motoarelor cu cameră separată de vîrtej este dificilă și în special în cazul aplicării procedurii A. De aceea sînt necesare mijloace suplimentare pentru a asigura pornirea.

În cazul soluției energetice dezvoltate în țară, autorul a conceput și realizat un orificiu suplimentar de trecere amplasat lateral în inserția caldă pe direcția jetului de combustibil, fig.6.27.

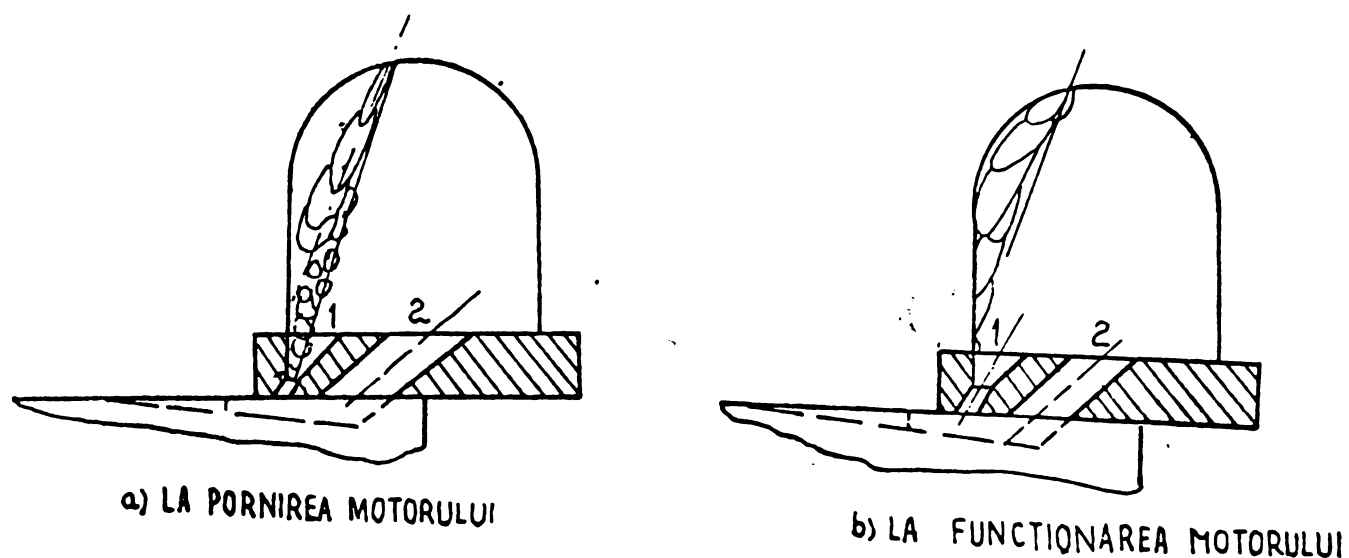


Fig.6.27. Principiul de funcționare al orificiului de pornire

La pornire, turajul motorului și viteza de rotație a aerului din camera de vîrtej sînt mici, astfel o parte din combustibil trece prin orificiul auxiliar de pornire în camera principală, unde presiunea și temperatura sînt mai mari decît în camera de vîrtej. Motorul funcționează la pornire parțial ca un motor cu injecție directă, ceea ce permite aprinderea ușoară a combustibilului din camera principală, iar motorul pornește ușor. După pornire crește intensitatea vîrtejului, jetul de combustibil este deviat, astfel încît cantitatea de combustibil care trece prin orificiul de pornire este neglijabilă. Rotundă secțiunea orificiului auxiliar raportată la secțiunea cilindrului reprezintă numai 0,0442%, ceea ce înseamnă că și influența intensității vîr-

tejului și a cargerii din camera principală în cea de virtej și invers este neglijabilă.

Un fig.6.23 se deduce că orificiul auxiliar de pornire nu influențează practic performanțele motorului.

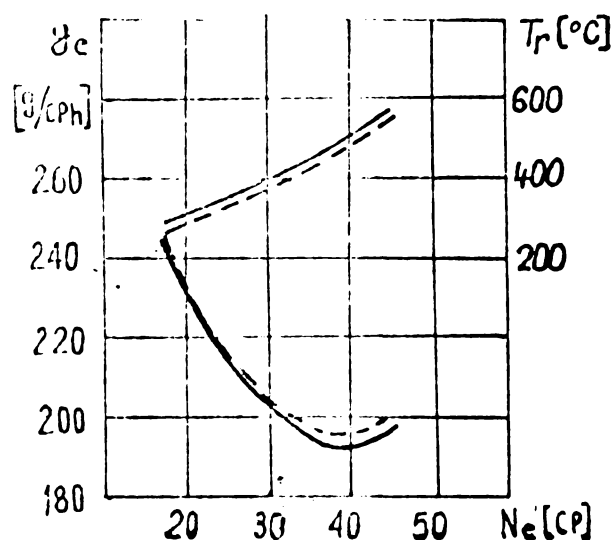


Fig.6.23. Compararea diagramelor $g_c = f(n_e)$ și $T_r = f(n_e)$ pentru: - cu orificiu; - - - fără orificiu

Existența orificiului de pornire de 46%. Motoarele cu cameră separată de virtej prevăzute cu orificiu de pornire, au o pornire mai ușoară și la temperaturi scăzute.

6.6. Rezultatele cercetării experimentale a camerei de ardere optimizate

Pe baza experimentărilor combinate din programul de cercetare și a analizei rezultatelor lor, utilizându-se diferite forme și dimensiuni ale elementelor componente ale camerei de virtej, s-au obținut forme și dimensiunile următoare:

- Camera separată de virtej are forma sfero-cilindrică, ca și C II, dar aproape toți parametri s-au modificat, fig.6.22. Raportul volumetric este de 6,5; raportul suprafeței canalului 1,53. Pentru a fi posibilă ridicarea temperaturii, raportul dintre lungimea și lățimea canalului s-a schimbat mult de la 2,23 (de la C II) la 2,77.

Forma capului pistonului este cea din fig.6.21b

Pe baza acestor cercetări s-a realizat pornirea cu demaror electric ca și la motoarele cu injecție directă pentru motoarele de autoturism și tractoare. La motoarele de autoturism pentru a mări siguranța pornirii se utilizează și bujia încălzitoare [93] [94]. În aceleași condiții de presiune, temperatură și umiditate relativă atmosferică, experimentările au confirmat o scdere a duratei pornirii, în cazul folosirii orificiului de pornire de 46%.

(tip "două pene"); având volumul de 5 cm^3 și distanța minimă dintre capul pistonului și chiulosa $1,2 \text{ mm}$.

- Instalația de injecție este cu pompă și injector 13451.

- Cercetările au fost efectuate cu valori diferite ale raportului de comprimare, fig.6.29 și ale presiunii de injecție, fig.6.30, din care rezultă valorile optime $\epsilon = 20$ și $p_i = 140 \text{ kgf/cm}^2$

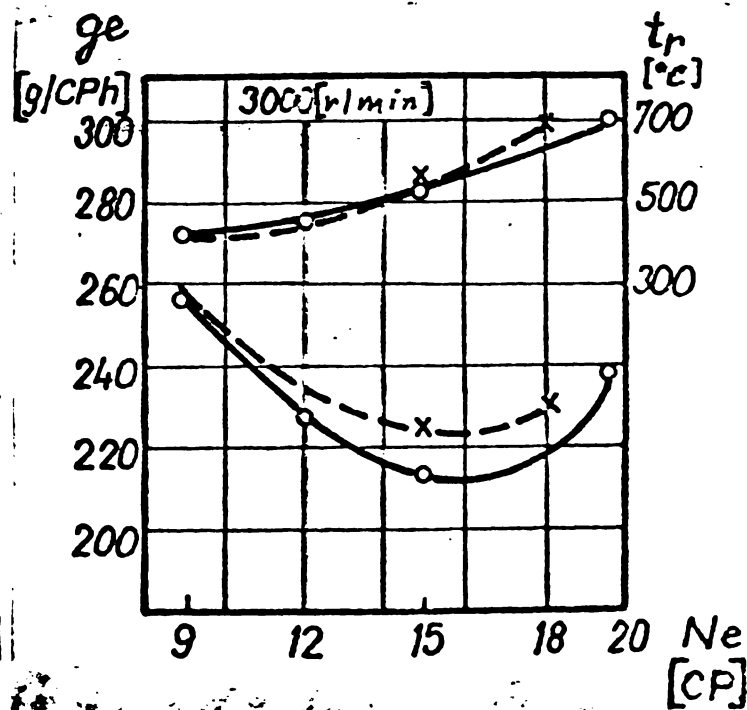
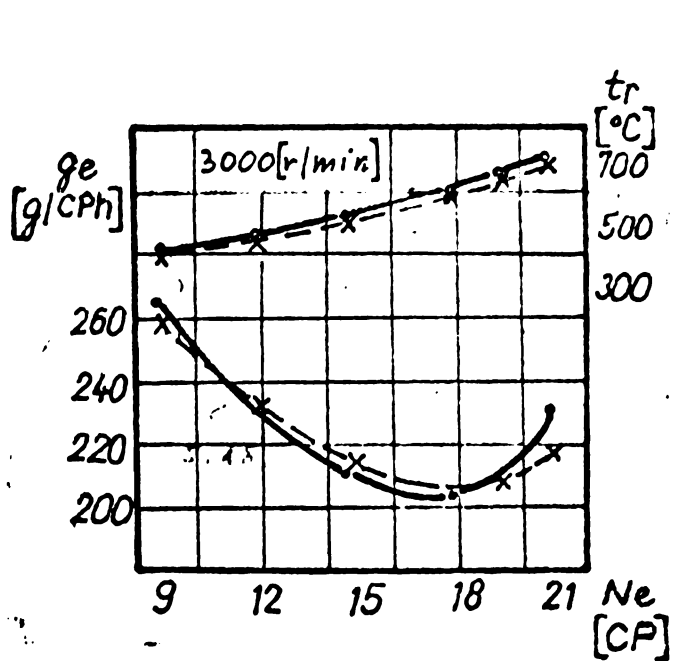


Fig.6.29. Influența raportului de comprimare asupra performanțelor: $\epsilon = 20,5$; - - - $\epsilon = 19,5$

Fig.6.30. Influența presiunii de injecție asupra performanțelor: $p_i = 140 \text{ kgf/cm}^2$; - - - $p_i = 120 \text{ kgf/cm}^2$

În fig.6.31 se prezintă caracteristica izoparametrică stabilită pe motorul monocilindru experimental, din care se obțin următoarele puncte caracteristice pentru:

- $n = 3000 \text{ r/min}$ și puterea efectivă $N_e = 13 \text{ CP}$, consumul specific efectiv $g_e = 186 \text{ g/CPH}$, temperatura gazelor $t_p = 530^\circ\text{C}$;

- $n = 3000 \text{ r/min}$ și $N_e = 20 \text{ CP}$, consumul specific de combustibil $g_e = 195 \text{ g/CPH}$, temperatura gazelor $t_p = 530^\circ\text{C}$;

- presiunea medie efectivă maximă, la $n = 2000 \text{ r/min}$ este $p_e = 8,3 \text{ kgf/cm}^2$, consumul specific efectiv

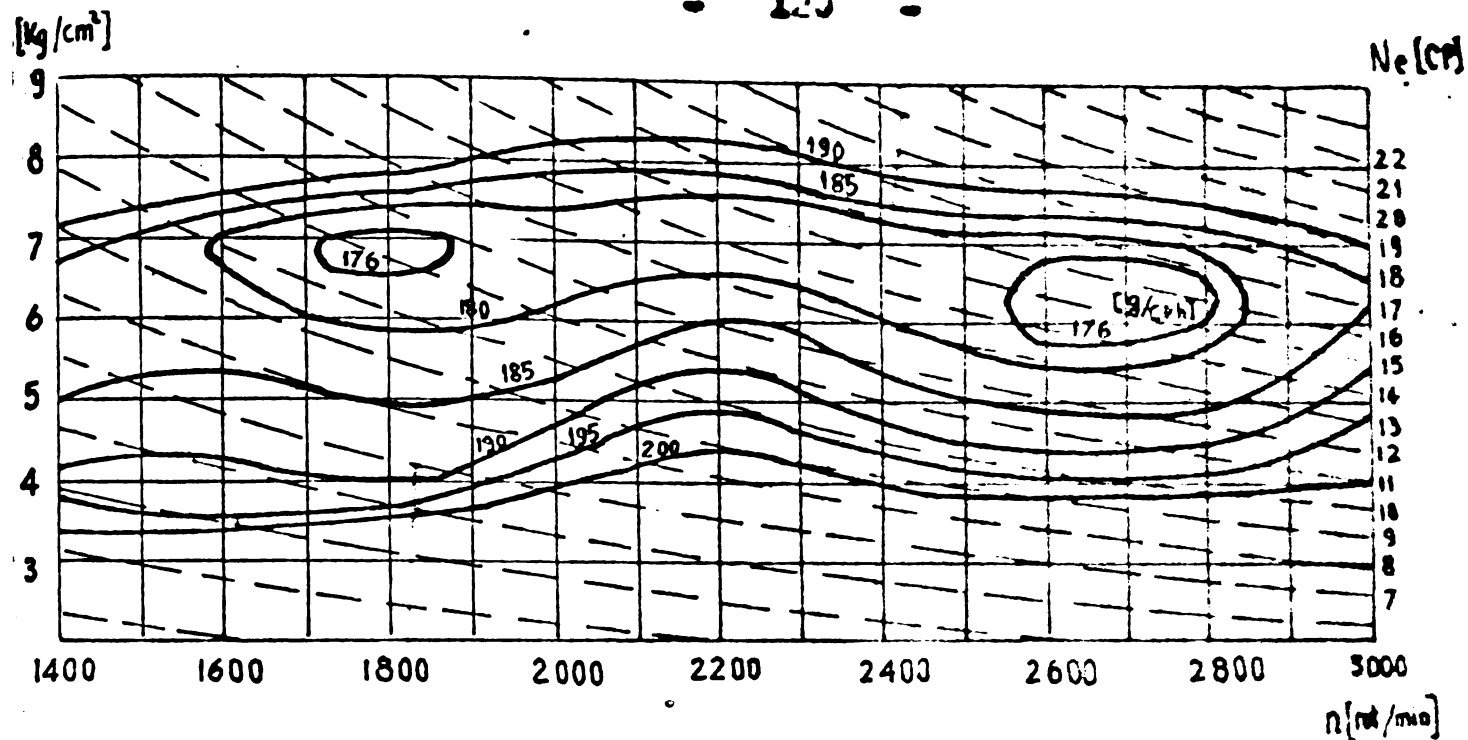


Fig.6.31. Curbele isoparametrice ale motorului mono-cilindru experimental

$g_e = 190$ g/cph la temperatura gazelor $t_g = 500^\circ\text{C}$;

- polul economic sau consumul specific efectiv minim minimorum este $g_e \text{ min} = 175$ g/cph.

În continuare din curbele isoparametrice se deduce că motorul are o funcționare foarte economică într-un domeniu larg de turații $n = 1400-3000$ r/min, ceea ce permite funcționarea la puteri cuprinse între 3 - 18 CP cu un consum specific de 175 - 195 g/cph.

6.7. Analiza procesului de arderi în camera arderii de viteză

Procesul de ardere a fost analizat cu ajutorul metodei date în anexa A₁ a lucrării. Stabilindu-se caracteristica de degajare a cilindrului pe baza diagramei indicate din camera separată de viteză, fig.6.32. pentru:

- puterea efectivă $P_g = 12$ CP; turația $n = 2000$ r/min; consumul specific efectiv $g_e = 190$ g/cph; coeficientul de umplere $\eta_v = 0,35$; compoziția elementară a combustibilului $\text{C} = 0,87$, $\text{H} = 0,126$, $\text{O} = 0,04$; coeficientul gazelor reziduale $\gamma = 0,028$, coeficientul excesului de aer $\lambda = 1,56080$, volumul specific la începutul cursei de amplasare $V_g = 1,03727$ m³/kg ($p_g = 0,30618$ kgf/cm²; $t_g = 321,33$ K); puterea calorică a combustibilului $H_1 = 10354,359$ Kcal/Kg.

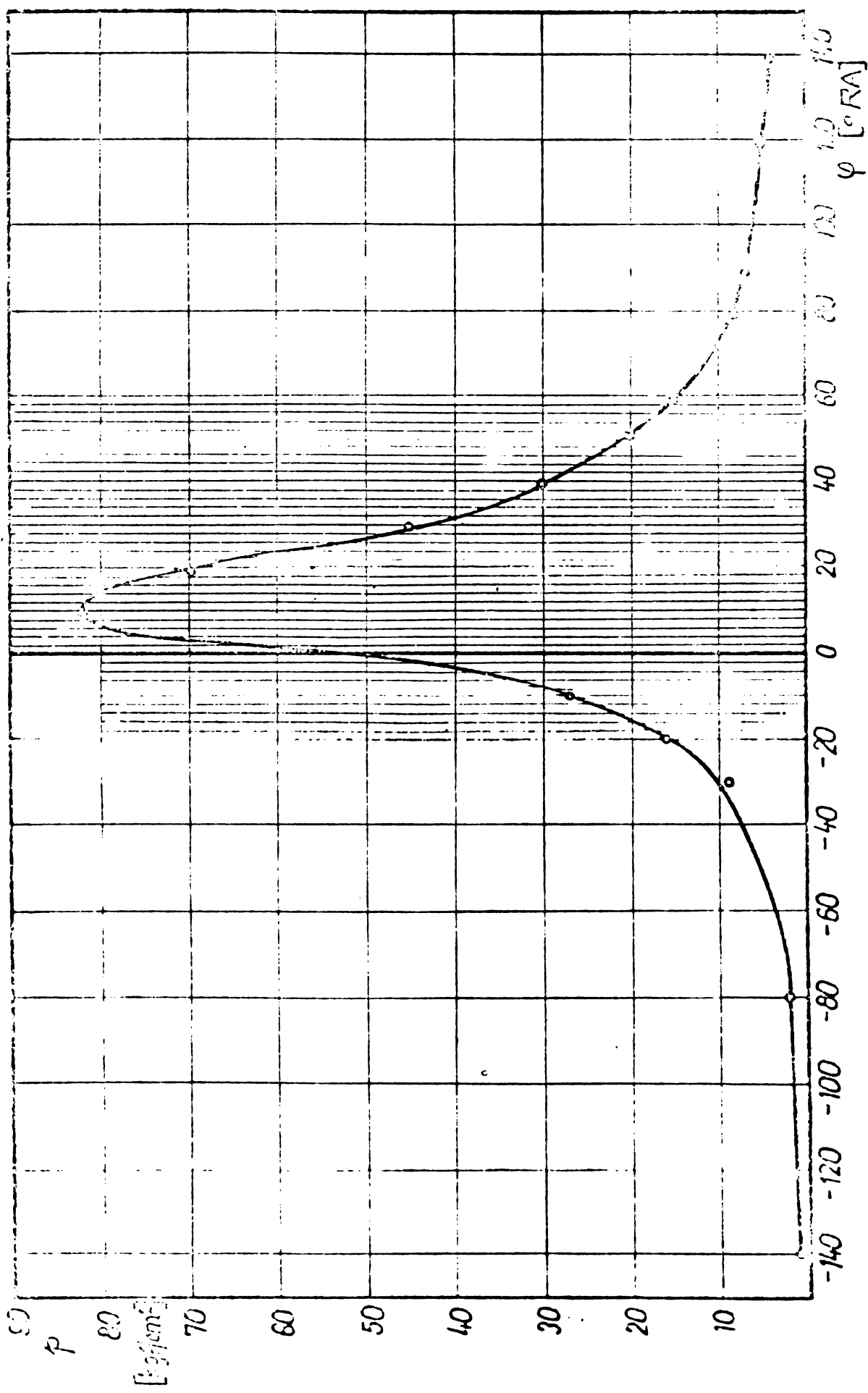


Fig. 6.32 Diagrama indicată pe monocilindru.

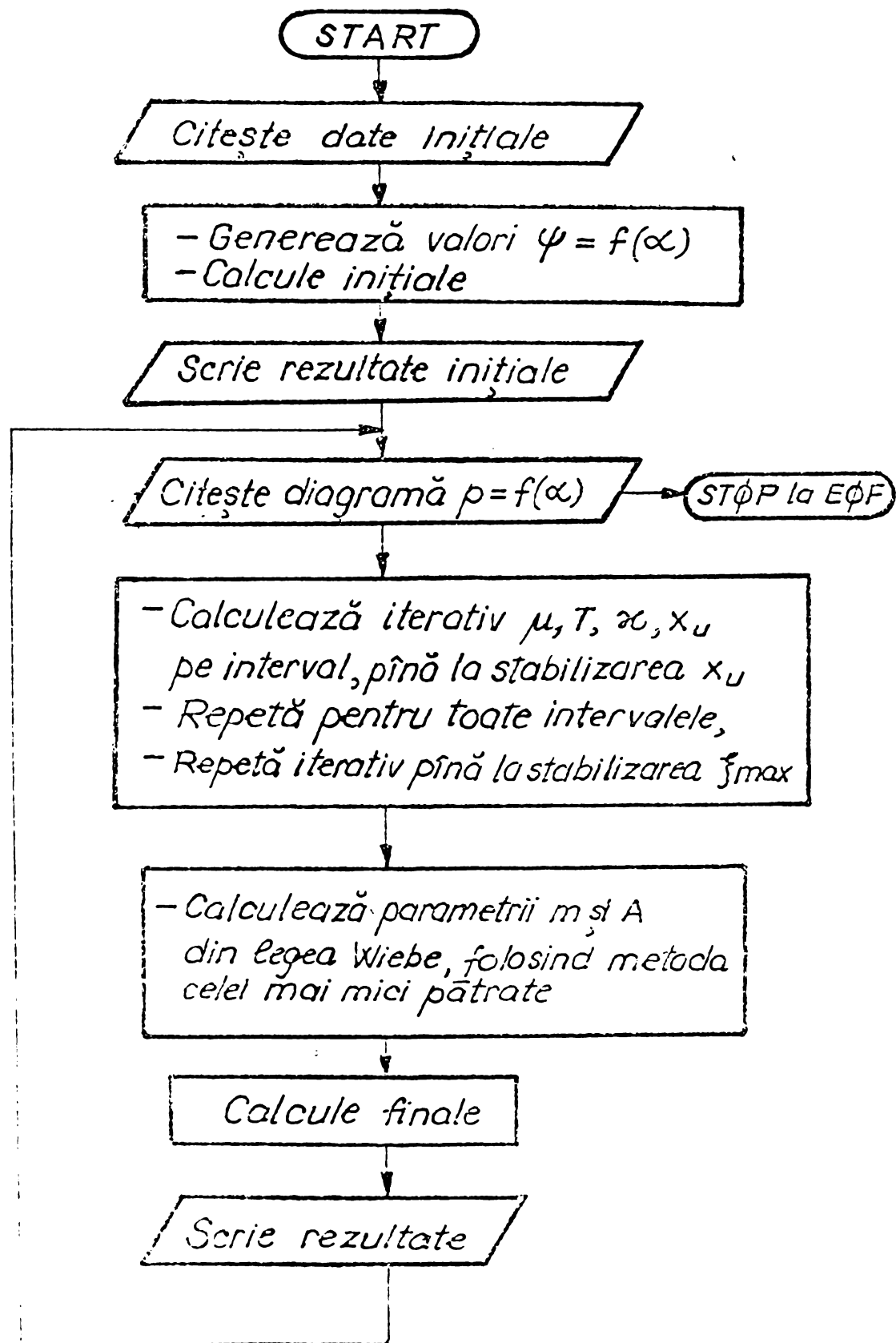


Fig.6.33 Schema bloc a programului de calcul

Calculul căldurii degajate a fost completat cu încercarea de a modela caracteristica de degajare a căldurii printr-o caracteristică Vibe.

Voluntul mare de calcule a necesitat programarea în limbaj Fortran, a cărui schemă bloc este prezentată în fig. 6.33.

Pe baza datelor listate s-a trasat diagrama $p - \alpha$ și $x_0 = f(\alpha)$.

Din diagrama 6.34 și din listingul cu date rezultă:

1. Presiunea maximă de ardere $p_{\max} = 34 \text{ kgf/cm}^2$ apare la 8°AA după p.m.i., iar viteza medie de creștere a presiunii este: $p_m = 4,11 \text{ kgf/cm}^2 \text{AA}$ (valori date în literatură $p_m' = 3 - 6 \text{ kgf/cm}^2 \text{AA}$).

2. Temperatura maximă de ardere $T_{\max} = 2055,19 \text{ K}$ este deosebită după punctul de presiune maximă la 23° după p.m.i. În continuare temperatura de ardere scade relativ încet, astfel încât la sfârșitul arderii are valoarea de $1339,87 \text{ K}$.

3. Exponentul izentropic variază în limite foarte restrinse $\kappa = 1,343-1,295$, ceea ce permite aproximarea sa prin valoarea $\kappa = 1,3$ în unele lucrări din literatura de specialitate.

4. Viteza relativă maximă de degajare a căldurii are loc la 2°AA după p.m.i. și este de aproximativ $0,055^\circ \text{AA}$, ceea ce se încadrează în limitele date în literatura de specialitate de $0,04 - 0,06^\circ \text{AA}$.

5. Durata arderii în camera separată de vârtej este redusă $\alpha_g = 51^\circ \text{AA}$.

6. Prima încercare de modelare a caracteristicii de degajare a căldurii printr-o caracteristică Vibe înlocuind toate punctele, nu a dat rezultate acceptabile în ceea ce privește erorile relative foarte mari la începutul degajării căldurii $\Delta x_0 > 500\%$. De aceea s-a reluat modelarea exclușându-se ultima valoare a căldurii relative determinate experimental.

7. Caracteristica Vibe determinată având $m = 0,01769$ și $A = 4,52906$, aproximează acceptabil caracteristica de degajare a căldurii experimentală $\Delta x_0 \max = 36,4\%$, dar nu redă corect variația vitezei relative de degajare a căldurii.

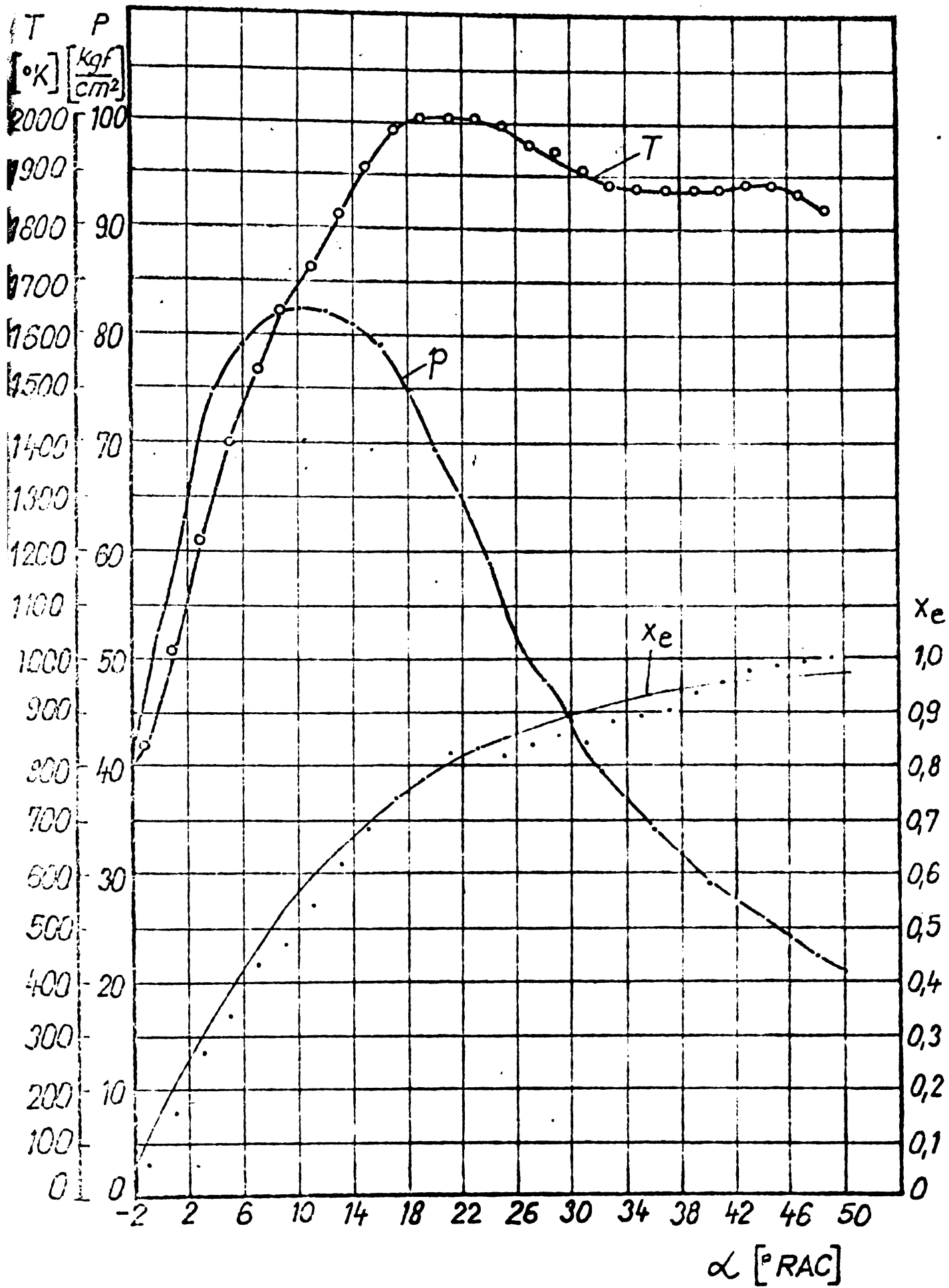


Fig. 6.24 Diagramele $p-\alpha$, $T-\alpha$, $x_e-f(\alpha)$

Viteza relativă specifică maximă de degajare a căldurii x_0 max apare la -1° înainte de p.m.i., în timp ce viteza reală de degajare a căldurii are valoarea maximă la $+2^\circ$ după p.m.i.

3. În cazul arderii în a.s.o., valerile rapide și cele moderate nu pot fi aproximate printr-o singură caracteristică Vibe, ca urmare, în literatura de specialitate s-a propus aproximarea prin două caracteristici Vibe:

$$x_{\text{e}} = \alpha_0 x_{\text{ep}} + (1 - \alpha_0) x_{\text{ed}} \quad (6.1)$$

în care:

x_{ep} - caracteristica de degajare a căldurii pentru amestecurile preformate;

x_{ed} - caracteristica de degajare a căldurii pentru arderea difuzivă;

$$\alpha_0 = \frac{x_{\text{ep}}}{x_0} \quad - \text{coeficient de repartiție} \quad (6.2)$$

În realitate α_0 este o funcție de repartiție care variază în perioada desfășurării arderii, respectiv $\alpha_0 = f(\alpha)$.

Rezultate satisfăcătoare s-au obținut în cazul aproximării caracteristicii de degajare a căldurii prin caracteristici Vibe având $\alpha_0 = 1,29$; $\alpha_1 = 2$; $R = \exp(a\alpha^2 + b)$ în care $a = -17,62 \cdot 10^{-5}$ și $b = -14,41 \cdot 10^{-3}$.

6.3. Concluzii

1. Complexitatea proceselor de formare a amestecului și de ardere nu permite optimizarea camerei de ardere pe cale teoretică. Optimizarea este posibilă numai prin cercetări experimentale îndelungate. Autorul lucrării a experimentat timp de șapte ani diferite forme și dimensiuni ale camerei separate de vîrtej și ale camerei principale pentru a obține arhitectura camerei de ardere optimizate.

2. Pentru turații înalte și pentru economicitate ridicată, cercetările au stabilit că forma optimă de cameră separată de vîrtej este cea de tip clopot, iar pentru camera principală este de tip "două pane".

3. Optimizarea dimensiunilor camerei separate de vârtej și a canalului de legătură a cuprins dimensiunile principale ale camerei și ale canalului de legătură stabilindu-se să prin: devierea mai mare a injecției, creșterea raportului volumetric de comprimare, mărirea lungimii, a lățimii canalului de legătură și a optimizării unghiului său de înclinare precum și prin utilizarea tipului de cameră principală "două pene", a fost posibilă nu numai ridicarea turației motorului, dar și creșterea economicității sale.

4. Din caracteristica complexă se poate aprecia că datorită economicității ridicate într-un domeniu larg de turație și putere, camera de ardere optimizată poate fi utilizată cu perormanțe ridicate la motoarele de autocamioane și de tractoare.

5. Din analiza procesului de ardere în camera separată de vârtej rezultă:

- desfigurarea rapidă a arderii cu un coeficient de utilizare a căldurii ridicat $\xi_{max} = 0,97503$, viteza de degajare a căldurii are valoarea maximă la 4° după începerea arderii;
- caracteristica Vibe aproximează în condiții acceptabile din punct de vedere practic, caracteristica degajării de căldură calculată în ipoteza omogenității termice a fluidului de lucru din camera de ardere.

7. Rezultatele cercetării de dezvoltare pe monocilindri

Camera de ardere optimizată pe monocilindru a fost aplicată pentru cercetări de dezvoltare la motorul Diesel 4.95 4 de autocamion, fabricat de Uzina de motoare din Chang-Zou [95]. Aceste cercetări au cuprins:

7.1. Determinarea siguranței în funcționare

Pe baza unui program, precizat de normele de încerciri ale motoarelor în R.P.China, motorul a fost încărcat la cicluri de sarcini și turație (2h sarcini nominale, 15 minute sarcină totală) de duranță timp de 100 h, stabilindu-se performanțele sintetizate în tabelul 7.1 [96].

Tabelul 7.1

| Putere CP | Turația r/min | Consum specific g/CP·h | Temperatura gazelor evacuate °C |
|--------------|------------------|---------------------------|---------------------------------------|
| 63 | 3000 | 136 - 139 | 450 - 460 |

Din tabelul 7.1 se deduce că motorul are o putere litrică de $P_L = 20,8$ CP/l, puterea pe unitate de suprafață de piston $P_g = 0,245$ CP/m², randamentul efectiv $\eta_e = 0,335 - 0,339$, randamentul indicat $\eta_i = 0,512 - 0,516$ ($\eta_m = 0,656$), de unde rezultă că motorul are performanțele la nivelul realizărilor pe plan mondial pentru categoria de motoare din care face parte. Randamentul indicat real depășește valoarea de 0,5, ceea ce evidențiază o ardere foarte bună.

7.2. Determinarea coeficientului de umplere η_v

În vederea perfecționării procesului de schimbare a gazelor s-au efectuat determinări pentru stabilirea coeficientului de umplere la motorul 4.95 4 de autocamion, având: puterea efectivă $P_e = 130$ CP, turația nominală $n = 2300$ r/min, cilindrul totală $V_g = 6,24$ dm³, alesajul $D = 105$ mm și cursa $S = 120$ mm.

Rezultatele determinărilor sînt date în fig.7.1.

Din examinarea diagramei se observă că pentru $n = 1800$ r/min, se obține $\eta_v \max 1 = 0,90$ și $\eta_v \max 2 = 0,83$, ceea ce se explică prin optimizarea distribuției motorului pentru $n = 1800$ r/min, iar valoarea mai ridicată a lui η_v cu $\Delta\eta_v = 0,02$ pentru sarcină nuă este determinată de regimul termic mai redus decât la plină sarcină.

Determinarea variației lui η_v pentru motorul 4.950 este prezentată în fig.7.2.

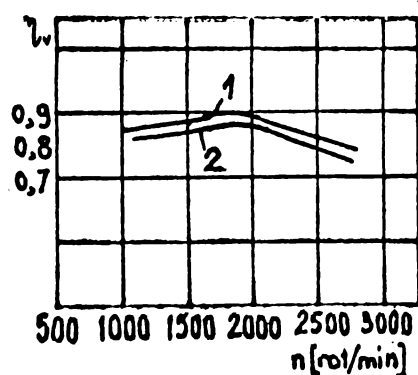


Fig.7.1. Diagrama $\eta_v = f(n)$ pentru: 1-caracteristica de turație la sarcină nuă; 2-caracteristica de turație la sarcină plină

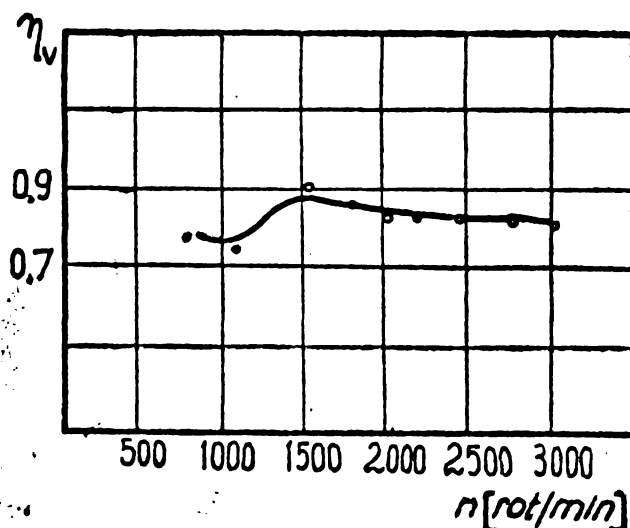


Fig.7.2. Diagrama $\eta_v = f(n)$ pentru sarcină plină

Se constată că la $n = 1000$ r/min corespunde $\eta_v \min = 0,73$, iar la $n = 1500$ r/min $\eta_v \max = 0,89$, după care η_v scade relativ puțin odată cu creșterea turației. Minimul este posibil să fie efectul unui fenomen de rezonanță, iar maximul prin optimizarea distribuției pentru $n = 1500$ r/min. Variația foarte mică a lui η_v pentru un domeniu larg de turații $n = 600 - 3000$ r/min, asigură performanțe ridicate motorului ($\Delta\eta_v = 0,05$ pentru $n = 1500-3000$ r/min).

7.3. Determinarea pierderilor mecanice și a randamentului mecanic

Pierderile mecanice au fost determinate prin două metode:

1. prin metoda antrenării motorului cu ajutorul unei frâne electrice, care funcționează ca motor;

2. prin metoda scoaterii pe rând din funcțiune a cilindrilor în timpul funcționării motorului.

Metoda antrenării motorului cu frâna electrică a fost executată cu oprirea injecției de combustibil, după ce motorul 4.95 a funcționat cu: puterea $N_e = 43$ CP, turația $n = 2000$ r/min, temperatura apei de răcire la ieșirea din motor $t_{a0} = 80^\circ\text{C}$ și temperatura uleiului $t_u = 90^\circ\text{C}$.

Pe baza măsurării puterii pierderilor mecanice s-a obținut randamentul mecanic $\eta_m = 74,21\%$. Experimentările au fost continuate și la alte turații și temperaturi ale uleiului: $n = 1500$ r/min, 2000 r/min, 2400 r/min și $t_u = 60^\circ\text{C}$, 70°C , 75°C , 81°C , 84°C , 92°C și 96°C , după care s-au trasat variația puterii pierderilor mecanice N_m și a randamentului mecanic η_m în funcție de temperatura uleiului, pentru turațiile $n = 1500$ r/min, 2000 r/min și 2400 r/min, fig.7.3, din care se deduce că N_m scade, iar η_m crește cu creșterea temperaturii uleiului. În toate cazurile N_m crește și η_m scade cu creșterea turației.

În fig.7.4 se reprezintă variația lui η_m în funcție de turație, din care rezultă scăderea rapidă a lui η_m odată cu creșterea turației.

Metoda scoaterii pe rând din funcțiune a cilindrilor a fost aplicată tot la puterea efectivă $N_e = 43$ CP, turația $n = 2000$ r/min, temperatura apei la ieșire $t_{a0} = 80^\circ\text{C}$ și temperatura uleiului $t_u = 90^\circ\text{C}$, iar randamentul mecanic se calculează cu relația [97] [93] :

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_{11} + N_{12} + N_{13} + N_{14}} \quad (7.1)$$

în care: $N_{1,1,2,3,4}$ puterile indicate convenționale ale cilindrilor 1, 2, 3, 4

prin înlocuirea valorilor măsurate se obține:

$$\eta_m = \frac{43}{16 + 17 + 17,5 + 16} = 72,18\% \quad (7.2)$$

PUTEREA PIERDERILOR
MECANICE [CP]

RANDAMENTUL MEC.

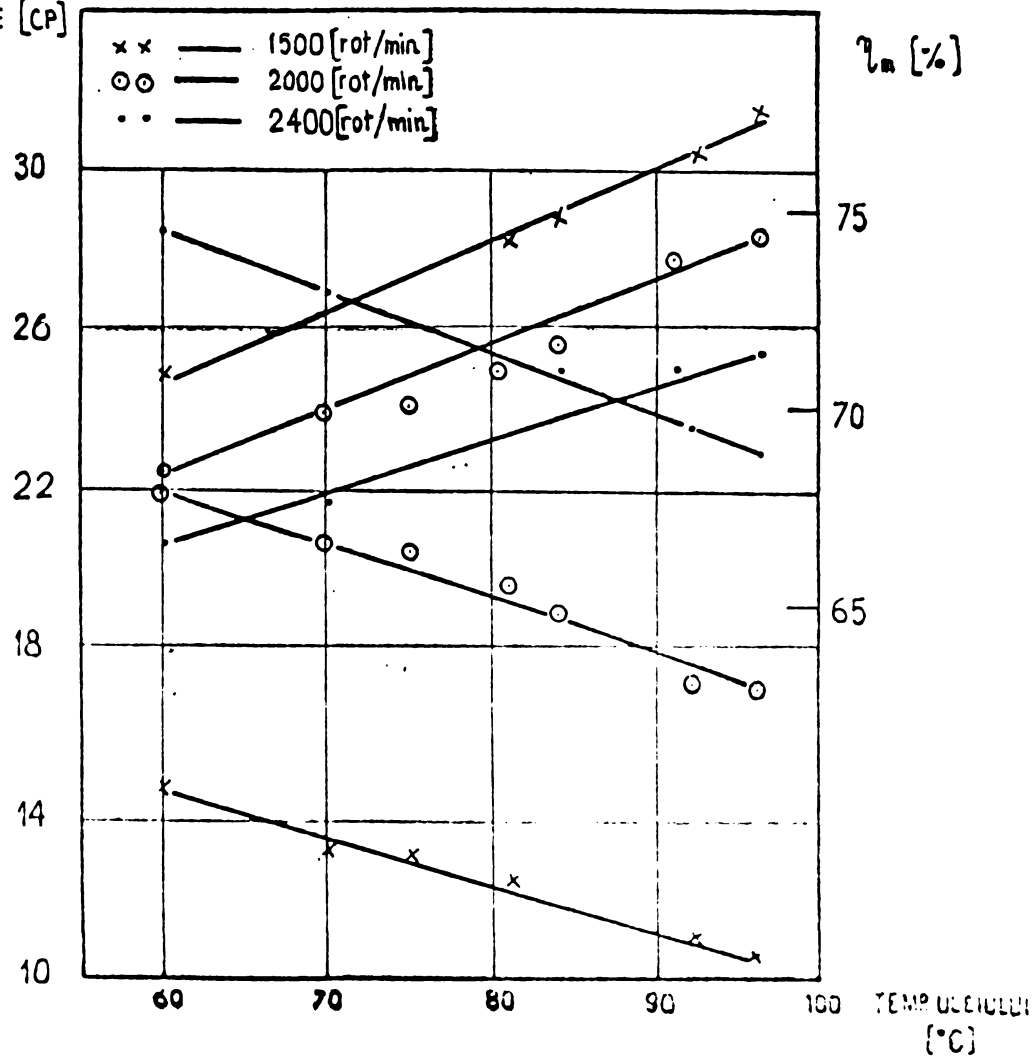


Fig. 7.3. $\eta_m = f(t_u)$ și $\eta_m = f(t_u)$

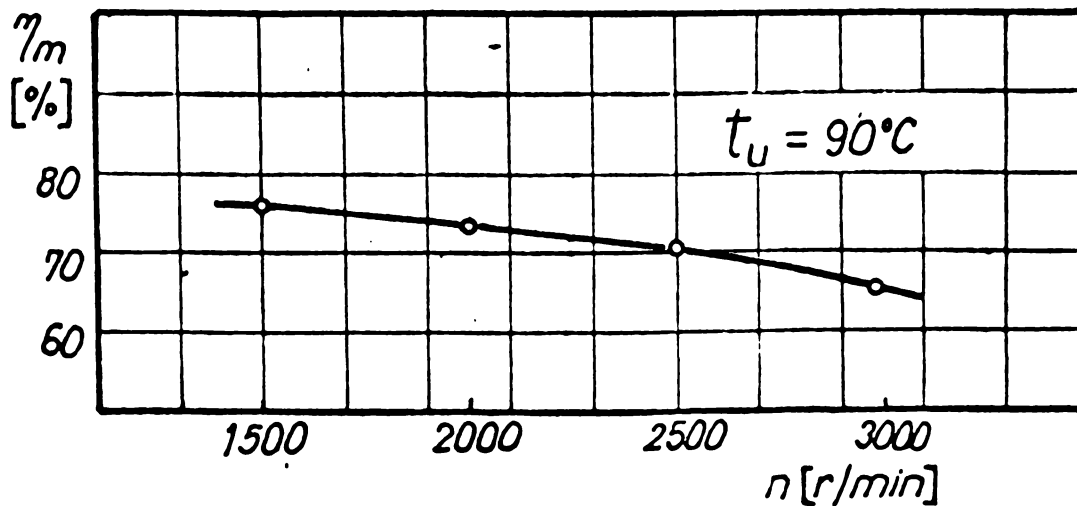


Fig. 7.4. $\eta_m = f(n)$ pentru $t_u = 90^\circ\text{C}$

Din compararea valorilor randamentului mecanic rezultate prin aplicarea celor două metode, rezultă că valorile lui η_m stabilite prin metoda antrenării sînt ceva mai mari.

7.4. Diagrama indicată

Verificarea experimentală a procesului de ardere a fost efectuată prin înregistrarea fotografică a diagramelor indicate, pentru puterea efectivă $N_e = 48$ cv la sarcină $n = 2000$ r/min, fig.7.5.

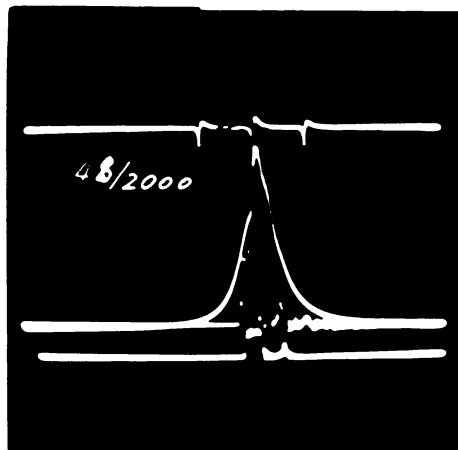


Fig.7.5. Diagrama indicată $p=f(\alpha)$ pentru camera separată de vîrtej; ridicarea acului supapă $h_g=f(\alpha)$ presiunea la intrare în injector $p_j=f(\alpha)$

Pentru înregistrarea diagramelor din fig.7.5 au fost utilizate trei traductoare:

- traductor de presiune pentru camera separată de vîrtej cu scară de înregistrare $1 \text{ kgf/cm}^2/\text{mm}$;
- traductor de presiune la intrare în injector, cu scară de înregistrare $5 \text{ kgf/cm}^2/\text{mm}$;
- traductor de ridicare a acului supapă.

Intervalul între două semnale pentru unghiul razei arborelui a fost de 60° AA.

Prin prelucrarea diagramei indicate s-au obținut următoarele rezultate [39]:

- presiunea de la sfîrșitul cursei de comprimare: $p_c = 43 \text{ kgf/cm}^2$;
- presiunea maximă de ardere $p_j = 78 \text{ kgf/cm}^2$;
- viteza medie de creștere a presiunii $p_{\dot{}} = 3,33 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2 \cdot \text{AA}}$;
- presiunea medie indicată $p_f = 1,2 \text{ kgf/cm}^2$;
- raportul de creștere a presiunilor: $\lambda_p = 1,625$;
- unghiul de durată al injecției $\alpha_j = 20,45^\circ$;
- unghiul real de avans la injecție $\beta^\circ = 9^\circ$;
- perioada de inducție $\tau_1 = 0,3^\circ$;
- presiunea de la intrarea în injector $p_j = 130 \text{ kgf/cm}^2$;

Raportul de comprimare $\epsilon = 20$, ales pentru a asigura o pornire ușoară, a determinat valori ridicate pentru presiunea de comprimare și presiunea maximă de ardere. Raportul de creștere al presiunilor maxime și de comprimare și viteza de creștere a presiunii au valori normale, care se încadrează între limitele date în literatura de specialitate pentru camerele separate de vîrtej [100] .

7.5. Concluzii

1. Motoarele de autocamion și de tractoare 4.95 Q și 6.105 Q dezvoltate pe baza soluției energetice stabilite de autor, au performanțele energetice și economice la nivelul celor realizate pe plan mondial.

2. Modificările și adaptările sistemului de admisiune și de distribuție realizate pentru îmbunătățirea umplerii, s-au concretizat prin valori ridicate ale coeficientului de umplere ($\eta_v \text{ max} = 0,88$), care variază foarte puțin într-un domeniu larg de turații și de sarcini.

3. Pierderile mecanice și randamentul mecanic au valorile situate între limitele normale pentru motoare Diesel rapide de autocamioane și tractoare, ceea ce confirmă performanțele ridicate ale motoarelor dezvoltate.

4. Analiza procesului de ardere prin metoda diagramei indicate, completată cu diagrame de ridicare a acului supapă și a presiunii de la intrare în injector, evidențiază un regim de presiuni mai ridicat decît în cazul camerelor de tip mai vechi - din perioada anilor 1960-1970 - dar cu menținerea raportului de creștere a presiunilor și a vitezei de creștere a presiunii normale similare cu cele realizate pe plan mondial.

8. Concluzii generale

In afară de concluziile stabilite la sfârșitul capitolelor 2 - 7 ale tezei, se prezintă principalele concluzii rezultate în urma finalizării sale:

8.1. Concluzii asupra cercetărilor teoretice

1. Studiul amplu monografic realizat în cadrul tezei a dovedit că pînă în prezent nu a fost elaborată o teorie unitară asupra desfășurării mișcării aerului și a naturii vârtejului în camera separată de vârtej. Păreră generală asupra naturii vârtejului exprimată de majoritatea cercetătorilor este că înainte de p.m.i. vârtejul este forțat, iar după p.m.i. este potențial sau liber.

Mișcarea aerului a fost tratată pînă în prezent atât teoretic cît și experimental ca o mișcare plană deși în realitate se desfășoară tridimensional, ceea ce nu permite stabilirea reală a cimpului de viteze în camera de vârtej, mai ales în cazul camerelor de ardere tip clopot, care formează obiectul cercetării lucrării de doctorat.

2. Cu toate că în stadiul actual nu este posibilă o evaluare cantitativă a proceselor de formare a amestecului și de ardere în camera separată de vârtej, teoria lor explicativă bazată pe metodele de investigație teoretice și experimentale permit stabilirea efectului principalilor factori de influență și dezvoltarea unor soluții energetice noi de motoare cu camere separate de vârtej cu performanțe care depășesc cele ale motoarelor cu cameră de ardere unitară.

3. Investigația teoretică și experimentală a mișcării aerului în camera separată de vârtej se complică foarte mult dacă se ia în considerare vîscozitatea, respectiv stratal limită, dar a cărei existență are o influență destul de mare asupra volumului de amestec inițial pregătit. Se poate aprecia că în zona stratalui limită, în condițiile mișcării turbulente, este posibilă formarea unui amestec de vapori și aer cu o influență mare asupra formării peliculare a amestecului.

4. Studiul teoretic al formării amestecului în no-
toarele cu aprindere prin comprimare cu organizarea mișcării ae-
rului, cazul și al camerelor separate de vîrtej, se poate re-
aliza pe baza teoriei mișcării picăturii izolate în vîrtejul
de aer, completată cu calculul procesului de vaporizare. Cal-
culul vaporizării poate fi aplicat pentru întreaga cantitate
de combustibil injectată, admitîndu-se repartiția picăturilor
în jetul de combustibil. Pe baza repartiției picăturilor în
jet este posibil să se calculeze cantitatea de combustibil
care se vaporizează fără să ajungă la perete și cantitatea
care ajunge în stare lichidă la perete.

5. Contactul cu peretele și formarea filmului de
combustibil are o importanță mare pentru procedeul A, a cărui
aplicare în cazul camerei separate de vîrtej a fost demonstra-
tă de cercetările autorului. La aplicarea combustibilului pe
perete extinderea și grosimea filmului depinde în principal
de unghiul sub care se injectează combustibilul pe perete: la
un unghi mic combustibilul se răspîndește într-o formă alungi-
tă, pe cînd la un unghi de 90° masa de combustibil are o formă
circulară.

Formarea filmului de combustibil este condiționată
de forma concavă a peretelui; în cazul unui perete plan, chiar
pentru un unghi mic sub care se injectează combustibilul, for-
marea filmului de combustibil este dificilă, dacă viteza de
contact cu peretele este mare, din cauză că la ciocnirea com-
bustibilului cu peretele ioni se pulverizează și apoi se va-
porizează.

6. Între raportul optia de vîrtej și cantitatea de
combustibil aplicată pe peretele camerei de vîrtej există o
corelație care poate fi aproximată prin relația stabilită de
A. Urleub [11] în cazul unui m.r.o. cu cameră unitară:

$$\Omega_{opt}^* = \Omega_{opt} p_{emax} - \frac{V}{V_t} (\Omega_{opt} p_{emax} - \Omega_{opt}) \quad (3.1)$$

în care:

Ω_{opt}^* - raportul de vîrtej optia;

$\Omega_{opt} p_{emax}$ - raportul de vîrtej pentru p_{emax} pentru
volumul total de combustibil injectat
pe perete;

Ω_{opt} - reperul de vîrtej optim pentru injectarea combustibilului numai în aer;

V_t - volumul total de combustibil injectat;

V_p - volumul de combustibil injectat pe perete.

7. Rezultatele cercetărilor efectuate pe un model bidimensional cu lichid au demonstrat că pentru modelarea mișcărilor aerului din camera separată de vîrtej, criteriul de similitudine parțială, care permite modelarea cea mai apropiată de realitate este criteriul Reynolds.

8. Desfășurarea arderii în camera separată de vîrtej poate fi aproximată în condițiuni acceptabile din punct de vedere practic printr-o caracteristică Vibe rezultată prin superpunerea a două caracteristici: prima pentru arderea amestecurilor preformate, a doua pentru arderea difuzivă cu introducerea unei funcții de repartiție $\alpha_0 = f(\alpha)$ în loc de $\alpha_0 = ct.$

8.2. Concluzii asupra cercetărilor experimentale și a valorificării cercetărilor

1. Modelul bidimensional cu lichid, conceput și realizat de autor, a permis prin vizualizarea curgerii cu diferite particule să se stabilească particularitățile mișcărilor aerului în camera de vîrtej tip clopot: existența vîrtejurilor, a mișcărilor secundare și a zonelor de stagnare.

2. Prin aplicarea similitudinii parțiale cu ajutorul numărului lui Reynolds s-au determinat influențele: unghiului α^0 și a turății asupra mișcării din camera de vîrtej.

3. Instalația experimentală concepută și realizată de autor, prevăzută cu instalații și aparatură din S.R.China, permite efectuarea tuturor măsurărilor necesare pentru studiul și cercetarea unor noi soluții energetice de motoare cu aprindere prin comprimare rapidă.

4. Programul și metodele de cercetare elaborate în cadrul lucrării se pot utiliza pentru toate motoarele de tracțiune rutieră rapide atât pentru cercetarea fundamentală cât și pentru cea de dezvoltare.

5. Realizarea, în concepție proprie, a unui debitmetru de vîrtej, elaborarea teoriei sale de cître autor, constituie una din contribuțiile meritorii pe plan mondial în domeniul tehnicii de măsurare a fluidelor.

6. În vederea orientării cercetărilor s-a elaborat o schemă sistematizată a criteriilor de optimizare a soluțiilor energetice și în principal a camerei de ardere.

7. Optimizarea camerei de ardere tip clopot a inclus toate detaliile acesteia: forma și dimensiunile camerei de vîrtej și a canalului de legătură, experimentarea în numeroase variante pe monocilindru.

8. Pentru prima dată în literatura de specialitate a fost abordată sistematic cercetarea camerei principale, stabilindu-se o formă optimă bazată pe crearea condițiilor pentru extinghera rapidă a flăcării în toată camera de ardere principală.

9. Puterea efectivă maximă realizată pe monocilindru este 20 CP/cil la turația $n = 3000$ r/min, de unde rezultă o putere litrică $P_L = 24,7$ CP/l.

10. Din caracteristicile complexe (topograme) rezultă că polul economic realizat pe monocilindru este $\xi_0 \text{ min}^{-1} = 175$ g/CP \cdot h, motorul funcționează foarte economic într-un domeniu larg de turații $n = 1400-3000$ r/min, ceea ce permite funcționarea la puteri cuprinse între 3 - 18 CP cu un consum specific de 175 - 135 g/CP \cdot h.

11. Prin introducerea unui orificiu suplimentar de pornire, a cărui influență este neglijabilă asupra mișcărilor aerului în camera separată de vîrtej, s-a redus aproape la jumătate timpul de pornire.

12. Calculul caracteristicii de degajare a căldurii, programat în limbaj Fortran, demonstrează că arderea în camera separată de vîrtej se desfășoară rapid și complet, ceea ce explică cantitățile reduse de emisii poluante evaluate cu gazele arse.

13. Cercetările efectuate pe monocilindru au fost continuate prin dezvoltarea pe motoare poliocilindri 4.95 C și 0.105 C destinate autocamionelor și tractoarelor, cărora li s-a aplicat camera de ardere optimizată pe monocilindru cu rezultate care le situează performanțele energetice și economice la nivelul celor realizate pe plan mondial la motoare de construcție similari.

14. Procesul de ardere al motoarelor poliocilindri dezvoltate, a fost analizat cu ajutorul diagramelor indicate, din cauza raportului de comprimare ridicat $\varepsilon = 20$, presiunile și temperaturile sînt mai ridicate decît ale motoarelor construite în anii 1960 - 1970 ($p_{\max} = 34$ bar; $T_{\max} = 2055$ K), ceea ce corespunde tehnologiei actuale pe plan mondial.

15. Cercetările teoretice și experimentale desfășurate de autor, au contat pe lângă aplicarea lor directă în producție și la publicarea în revistele de specialitate a 7 lucrări precum și la comunicarea a 10 lucrări la diferite sesiuni tehnico-științifice, contribuind astfel substanțial la dezvoltarea literaturii de specialitate din domeniul motoarelor cu aprindere prin comprimare cu cameră separată de virtej.

BIBLIOGRAFIE

1. Ricardo H.P.; Hampson J.G.J. - The high speed Internal Combustion Engine, London, Blakie and Sons, 1968
2. Alcock J.P. - Air Swirl in Oil Engines "The Automobile Engineer", V.25, No.239, February 1935
3. Librovici B.G. - Parametri vîhrovei kamerei tipe Ricardo. Trudi NAI, vipusk 39, OMI, 1941
4. Litkin I.I. - Issledovanie vliania razlicnih form kamer sgorania na parametri rabochevo protessa diesel. Vipusk OMI no.69, Maghiz, 1953
5. Fedotenko F.J. - Vliania obizna vîhrovei kamerei na rabotu cetirehtaktnogo dvigatelya s vosplameniem ot ajatila. NAI Vip.69, Maghiz, 1953
6. Sttger J. - Neue Erkenntnisse auf dem Gebiete geräuscharmer Diesel Verbrennung. "Kfz" Nr.9, 1955
7. Dimov A.P. - Cercetarea procesului de formare a amestecului în motoare Diesel cu camere de vîrtej. Trudi NAI, No.33, Maghiz, 1958
8. Piechinger A.; Pischinger F. - Bombenversuche über die Diesel Verbrennung unter motorischen Bedingungen. MZ nr.1, 1959
9. Khovakh A. - Issledovanie smesobrazovania v dvigateliah s razdeleniia vîhrevih kamerami sgoranie. Izv. Akademii Nauk, Moskva, 1960
10. Bagmut G.A. - K gidrodinamicheskoj teorii vîhrevih kamer sgorania diesel. "Dvigateli vnutrennego sgorania". Vip.1, Harkov, 1963
11. Bondarenko G.P. - Struktura dvuzhenia vûhria v vûhrovei kamere diesel. "Traktori i selihozangini" no.5, 1958
12. Bondarenko G.P. - Issledovanie vîhrovei kamerei diesel. Maghiz, 1959
13. Bondarenko G.P. - O smesobrazovanii i gorenie v vîhrovei kamere v dvigateli s vosplameneniem ot ajatila. "Avtomobilnaia pechislennosti" No.1, 1961
14. Alcock J.P.; Watts H. - The combustion process in high speed Diesel Engines, OIAC, 1959, A2.

15. Alcock J.F.; Soett W.M. - Some more Light on Diesel combustion. Inst.Mech.Eng.Auto Siv. Febr.1963
16. Nakajima K., Kajiya S. - Cercetarea experimentală a mișcării aerului și arderii în cameră separată de vîrtej a motoarelor Diesel. Al XII-lea Congres internațional al tehnicienilor automobilului FISITA, Barcelona, 1968, paper 1-02.
Nagao F,
17. Nagao F.; Ikegami M. - Air Motion and Combustion in a Swirl Chamber Type Diesel Engine. Bulletin of JSME (in English), Japan, Vol.10 No.41, 1967
18. Pischinger A.; Pischinger F. - Zur Frage der Gemischbildung im Dieselmotor. MTZ Nr.8, 1965
19. Lange K. - Untersuchung der Verbrennung in Motor mit optischen Methoden. MTZ 34, Nr.1, 1973
20. Lange K. - Diesel motorische Verbrennung unter besonderer Berücksichtigung der Wandauftragung des Brennstoffes. MTZ Nr.2, 1974
21. Nagao F., Kakimoto H. - Kraftstoffeinspritzung und Verbrennung in der Wirbelkammer des Dieselmotors. MTZ. Deutschland, Juni 1959, 183, 186, August, 1959
22. Mironov A. - Issledovanie proțessa smesechrozenia na dinamiceskoi modeli vîhrekamernovo Diesel. HATN, Vip. 19, 1959
23. Sviridov Iu.B., Filipposianți T.R. - Vlianie vîhrevogo dviženia sledi na smeseobrazovanie i sgeranie vbrîsanutogo topliva. L.1968 TTrudî TNITA, No. 38)
24. Sviridov Iu., B. - Fiziceskie osnovi teorie smeceobrazovanie i gorenia v Diesel. Diss. L. LBI, 1971
25. Sviridov Iu.B. - Formarea amestecului și arderea în motoare Diesel. Mașinostroenie, Leningrad, 1972
26. Terada KO - A supra determinării caracteristicii de degajare a căldurii utile într-o cameră separată de motor Diesel. MTZ 40(1979)5
27. Terada KO - Ermittlung der Gastemperatur in beider Brennräumen eines Wirbelkammer - Dieselmotors. MTZ 42(1981)1

28. Stensel A. - Der Einfluss der Wandtemperaturen auf die Gemischbildung und Verbrennung im schnelllaufenden Dieselmotor mit Wirbelkammer. Dissertation, Berlin, 1967
29. Nagao F.; Ikegami M. - Influences of direction of fuel injection and wall temperature upon combustion in a Diesel engine. Bulletin of JSAE (in English), Japan, Vol.5, No. 19, 1962
30. Sumie A. Mitsubishi - Arderea în m.a.c. cu camere separate de vîrtej. "Motoare cu ardere internă" (Japonia), No.10, 1970
31. Manfred F. - Verminderung der Schadstoffemission an einem Wirbelkammer Dieselmotor durch Abgasurboaufladung und Abgasrückführung. Dissertation, 1973
32. Walder J.J. - Reduction of emissions from Diesel Engines. SAE Paper nr.730214, 1971
33. Aramă C., Apostolescu I., Grünwald B. - Poluarea aerului de către motoarele cu ardere internă. Ed. tehnică, București, 1975
34. Seja F., Kurpiers W., Riedmann B. - Desvoltarea motoarelor Diesel pentru autoturisme cu consum și emisii poluante reduse. Volkswagenwerk AG, Wolfsburg. In "Entwicklungslinien in der Kraftfahrzeugtechnik". Verlag DVV Rheinland GmbH, Köln, 1976
35. Khovakh A. - Motor vehicle engines. Mir Publishers, Moscow, 1977
36. Diacenko M.M. - Teoria motoarelor cu ardere internă. Izd. Mashinostroenie, Moskva, 1965 sau Leningrad, 1974
37. Kobayakawa I., Shiono A., Naguchi H., Ono-Daihatsu K. - Metode de ridicare a puterii motoarelor pentru autovehicule. "Motoare cu ardere internă" (Japonia) No.5, 1971
38. x x x - Forzarea amestecului și arderea în m.a.c. (traducere). Institutul de cercetări din Luo-fang, 1972

39. Molcanov K.K. - Investigarea posibilității de aplicare a tehnicii economice tractoarelor Diesel. № 54, MARM, Sib. 19, 1959
40. Molcanov K.K. - Vibrații de bază ale mecanismelor vârfurilor camerei de ardere. "Tractori și selhozmașini" №.3, 1961
41. Mironov A. - Referat: Procedura și camera separată de vîrtej (traucere) Chang-Zhou, 1961
42. Vasov B.A. - Tractoare Diesel spravočnik. Mașinostroenie. Moscva, 1961
43. Moldovanu G. - Contribuții la studiul proceselor din antecamera motoarelor cu aprindere prin comprimare. Teză de doctorat, București, 1979
44. Li De Tao - Cercetarea dezvoltării camerei separate de vîrtej pentru întreprinderea de motoare din Chang-Zhou. Referat de cercetare, 1974
45. Li De Tao - Studii asupra stabilității camerei separate de vîrtej pentru turații înalte. Motoare cu ardere internă, China nr.11, 1975
46. Li De Tao - Aplicarea procedurii M la camera separată de vîrtej. "Motoare cu ardere internă", China Nr.34, 1981
47. x x x - Încercări pentru perfecționarea și ridicarea turației motorului cu aprindere prin comprimare cu cameră separată de vîrtej, seria 95. Referat de cercetare, întreprinderea de motoare Jiu-Jiang, 1977
48. Nagy I. ș.a. - Stabilirea soluției energetice pentru motorul 810-99 varianta Diesel. Buletin științific, Brașov, noiembrie 1980
49. Nagy I. ș.a. - Aplicarea supraalimentării acustice la motorul 810-99 varianta Diesel. Buletin științific, Brașov, noiembrie 1980

50. Pelescu D. ș.a. - Adaptarea echipamentului de injecție la motorul 810-99 varianta Diesel. Buletin științific, Brașov, noiembrie 1980.
51. Pruckenbrodt H. - Strömungsmechanik. Springer, Berlin, 1968
52. Borman G.L. și Johnson J.H. - Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops Injected Into Swirling Air. SAE, National powerplant Meeting Philadelphia, Pa, oct.29-nov.2, 1962
53. Milne L.M.; Thomson C.B.S. - Theoretical Hydrodynamics, London, 1960
54. D'Albon G., Peretz D., - Termodinamica. Ed. didacticei și pedagogice, București, 1969
55. Popa O. - Mecanica fluidelor și măsurii hidraulice. Ed. I.P.T., 1980
56. Prandtl L. - Strömungslehre. Vieweg und Sohn, Braunschweig, 1969
57. Fabrikant M.I. - Aerodinamika. Nauka, Moscva, 1964
58. Abramovici G.A. - Pricladynaia gasovia dinamika. Izd. 2-e, Gostehizdat, Moscva, 1953
59. Berindean V. - Proceso, caracteristici și supralimentarea motoarelor cu ardere internă. Partea a II-a, Timișoara, Ed. I.P.T., 1979
60. Knecht B. - Primenenie modelirovaniia dlia issledovaniia vosluganih potokov i dalinoboinosti fakela topliva v otkritih sgoraniia oetirehtektnih dvigatelei. SIAAC, M., M., 1978
61. Böhm I. - Untersuchung der Strömungsverhältnisse im Brennraum eines schnelllaufenden Zweitakt-Ottomotors. "ZfM" nr.7, 1930
62. Vasilescu Al.A. - Analiza dimensională și teoria similitudinii. Ed. Academiei R.S.R., București, 1969

63. Kruglov A.G. - Termodinamika i gazodinamika dvuh-tatnih dvigatelei vnutrennego zgoraniia. Mashin, Moskva, 1963
64. Konakov P.K. - Teoria podopia i ee primeneniie teplo-tehnike. #-1. Gosenergoizdat, 1999
65. Lustgarten G. - Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor unter Anwendung der Modelltheorie, Diss. Nr.5116, ETH Zürich, 1973
66. Apostolescu N., Taraza D. - Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1979
67. Willis D.A. et al. - Mapping of Airflow Patterns in Engines with Induction Swirl, SAE 660093.
68. Berindean V. - Studiul și cercetarea vizualizării mișcării apei de răcire în blocul și chiulasa motorului D-103. I.P.T., aprilie 1971. Comunicare
69. x x x - Vizualizarea pentru mișcarea fluidului. Japonia. Bulletin JSME, 23, 6, 1968
70. x x x - Referat de cercetare pentru Diesel 195 G. Întreprinderea de motoare Diesel din Chong-Zhou, 1977
71. Li De Bao - Debitmetrul de vortice și aplicarea lui la măsurarea umplerii motoarelor. "Diesel in Jiangsu", 1976
72. x x x - Metode de încercare standard GB 1105-79
73. Hu Zhen Wei - Încercarea motoarelor. Institutul politehnic din Jilin, 1976
74. x x x - Încercarea motoarelor pentru automobile și tractoare. Institutul de mecanică agricolă din Zhenjiang, 1978
75. Raikov I.Ia - Ispitania dvigatelei vnutrennego zgoraniia. Vișnia akola Moskva, 1975
76. Isoroka V., Novički - Ispitania avtotraktoraih dvigatelei. Mashin, Moskva, 1955

77. x x x - Instruction Manual, fuel, consumption measuring equipment system M1-69. Luoyang Tractor Research Institute, 1971.
78. Li De Tao - New flowmeter for measuring charge of internal combustion engine Journal of combustion engine, Shanghai, nr.17, 1977
79. Li De Tao - Investigation of law fluid motion in swirlflowmeter. Acta Agronomica Sinica No.2, Beijing, 1979
80. x x x - Aplicarea debitometrului de vîrtej. "Tehnica de măsurare", Japonia, nr.9, 1973
81. x x x - Operation manual for DQ10-F110 12 195 Diesel engine. Changchow Diesel Engine works. P.R.China, 1970.
82. x x x - Referat de cercetare pentru Diesel 195. Institutul de cercetare pentru motoare termice din Shanghai, 1975
83. Zhu Yan Zhang et al. - Cercetarea experimentală a camerei separate de vîrtej a m.a.c. pentru autovehicule rutiere. Întreprinderea de motoare din Shanghai și Întreprinderea de motoare din Jusun, 1977
84. Meurer J.3. - Weiterentwicklung von Gemischbildung und Verbrennung auf der Basis des M - verfahrens. MTZ nr.9, 1972
85. Büttinger I. - Ein Spiegel der Verbrennungsgüte in Dieselmotoren. MTZ nr.7, 1967
86. Maier Ia.M.; Loboiko I.V. - A voprosu ob opredelenii skrosti peretakania vozduha v vîhrevni kamere traktornovo Diesel s dâduvom. Dvigateli vnutrennevo sgorania. Vip.22 Markov, 1975
87. Kovalik M.A.; Grodzivskii B.A. - Issledovanie rabochevo protessa Diesel M1-13 s trubonâduvom. Traktor și selihozmasini nr.3, 1964

88. Lyn Ce rin - Proiectul camerelor de ardere pentru Diesel. Motoare cu ardere internă China nr.34, 1961
89. Fanaka S. g.a. - An example of Development in Automotive small high speed Diesel Engine. JSA Paper 9786. USA, 1965
90. x x x - Camera de ardere tip CI. Intreprinderea de motoare din Chang-Zhou, 2, 1962
91. x x x - Camera de ardere pentru motoare Diesel tip 195 B. Intreprinderea de motoare din Chang-Zhou, 5, 1968
92. Jagan P. - Arderea în motorul cu aprindere prin comprimare. "Informații de motoare cu ardere internă" (China) nr.19-20, 1965
93. Barnes-Hess.H.W. - Practica și cunoașterea cercetării și proiectării sistemului de ardere pentru Diesel. Cercetarea procesului de ardere. Revista de referate "Motoare cu ardere internă", Shanghai, 1973
94. Nikolsev L.A.; Stașkoviici A.P. - Sisteme podogreva traktorih Diesel pri puzke. M. Mașinostroenie, 1977
95. x x x - Manual service, Motorul Diesel 495 Q. Chang-Zhou. Intreprinderea de motoare, 1975
96. x x x - The Performance of Diesel engines for 495 Q. Changohow Diesel Engine works, 1974
97. Jian De Min - Teoria motoarelor termice. Beijing, 1981
98. Orlin A.J. g.a. - Dvigateli vnutrenego sgoraniia. Vol.I, Moskva, Mașinis, 1957
99. Stecikin B.J.g.a. - Indikatornaia diagramma, dinamika teplotidelenia i rabocii tiki bistrehodnovo parșnovego dvigatelia. M.: Academie nauk S.S.S.R., 1960
100. Lenin I.M. - Teoria avtomobilnih i traktorih dvigatelsi. Moskva, Mașinostroenie, 1969

101. Schmidt F.A.F. - Verbrennungskraftmaschinen, Vierte Auflage, Berlin-Heidelberg-New York, B.G.B., Springer Verlag, 1967
102. Wanscheidt W.A. - Theorie der Dieselmotoren. Berlin DDR, Verlag Technik V.G.B., 1963
103. Grünwald B. - Teoria, construcția și calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. Ed. didactice și pedagogice, 1981
104. Aramă J., Grünwald B. - Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici. București, Ed. tehnică, 1966
105. Oberst H-F. - Internal combustion Engines, Int. Textbook Comp. Pennsylvania, 1972
106. Lyn H.F. - Einige Probleme der Verbrennung in Dieselmotoren. M.F.Z. No.4, 1966
107. Vibe I.I. - Новое о работе цилиндров двигателя. Магиз, Москва, 1962
108. Vibe I.I.; Farafantov M.F. - Elektronische Analyse der Arbeitsspiele von Verbrennungsmotoren. K.F.Z. nr.10, 1967
109. Vibe I.I. - Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. V.B Verlag Technik, Berlin, 1970
110. Grünwald B., Apostoescu M. - Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă. Ed. Academiei R.S.R., București, 1975
111. Urlaub A. - Fortschritte auf dem Gebiet der Gemischbildung und Verbrennung in Dieselmotor. M.F.Z. nr.3, 1968

Analiza diagramei indicate cu ajutorul calcula-
torului electronic [107] [108] [109] [110]

Pentru analiza diagramei indicate cu ajutorul calcula-
torului electronic a fost elaborat un program pe calculato-
rul Felix 3 256 a Centrului de calcul I.P.T.

Mărimile inițiale necesare analizei sînt:

- parametri constructivi (raport de comprimare ε ,
raportul $\frac{r}{r_0}$ etc.);
- parametri diagramei indicate (prelucrarea pe un
interval unghiular ales);
- parametri aerului din atmosferă;
- parametri experimentali (coeficient de umplere,
coeficient de exces de aer, temperatura gazelor
evacuate etc.);
- parametri combustibilului (putere calorică, com-
poziție elementară);
- alte mărimi (presiunea și temperatura gazelor re-
siduale, creșterea de temperatură în suflantă pen-
tru motorul supraalimentat etc.).

1. Analiza timpului (cursii) de comprimare.

Din analiza timpului de comprimare se obține:

- exponentul politropic mediu m_0 pentru intervalul
 - începutul cursei de comprimare pînă la momentul convențio-
nel de aprindere;
 - presiunea la începutul cursei de comprimare p_g .
- Presiunea p_g de la începutul cursei de comprimare
se determină, admitînd următoarele ipoteze simplificatoare:
în acest punct întreaga încălțitură se află în cilindru, iar
supapa de admisiune este închisă; în continuare prin comprimă-
rea politropică cu exponentul politropic m_0 constant, presiu-
nea corespunzătoare unghiului θ de la începutul arderii este
egală cu presiunea reală p_y din diagrama indicată, fig.A1.

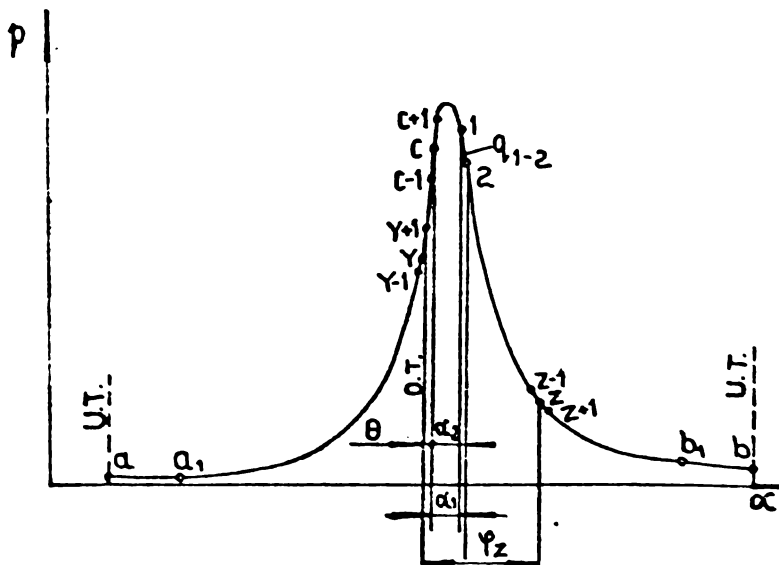


Fig.4.1 - Impărțirea în intervale a diagramei indicate pentru analiză

Exponentul mediu se obține cu ajutorul relațiilor evoluției politropice și a metodei celor mai mici pătrate:

$$n'_0 = \frac{\sum_{i=1}^n \lg \frac{p_i}{p_1} \lg \frac{\psi(\alpha_i)}{\psi(\omega)}}{\sum_{i=1}^n \lg \frac{\psi(\alpha_i)}{\psi(\omega)}} \quad (A.1)$$

în care:

p_1 - presiunea medie a gazelor pe interval;
 n - numărul de intervale al comprimării, măsurat din momentul în care presiunea în cilindru este mai mare decât presiunea atmosferică pînă la momentul în care $p_1 = p_y$.

$\psi(\alpha) = \frac{v}{v_0}$ - funcția variației de volum

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\epsilon-1}{2} \sigma = 1 + \frac{\epsilon-1}{2} \left[\left(1 + \frac{1}{\lambda_b}\right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \alpha}\right) \right] \quad (A.2)$$

- raportul de comprimare;

σ - funcția cinematică a unui mecanism motor normal (expresia din paranteza mare);

$\lambda_b = \frac{r}{L_b}$ - raportul bielei;

α - unghiul rasei arborelui măsurat de la p.m.i.

Presiunea de la începutul cursei de comprimare se calculează cu relația:

$$p_a = \frac{p_y}{[\varepsilon / \psi(\alpha)]^{\gamma_c}} \quad (A.3)$$

Mărimile: temperatura T_a , volumul specific V_a la începutul cursei de comprimare se calculează cu relațiile cunoscute.

Croșterea de temperatură ΔT a încălzirii proaspete datorită încălzirii de la pereții sistemului de admisiune și ai cilindrului se poate calcula cu relațiile:

$$\Delta T = \left[\frac{p_a}{p_0} + \left(\frac{p_a}{p_0} - \frac{p_r}{p_0} \right) \frac{1}{\varepsilon - 1} \right] \frac{T_0}{\eta_v} - T_0 \quad (A.4)$$

unde:

p_0 - presiunea aerului din atmosferă;

p_r - presiunea gazelor reziduale la sfârșitul cursei de evacuare;

η_v - coeficient de umplere determinat experimental;

T_0 - temperatura aerului din atmosferă.

2. Analiza procesului de ardere

Desfigurarea procesului de ardere poate fi analizată cu ajutorul caracteristicii de ardere, ce se poate determina din diagramele indicate.

Cu toate că valorile absolute ale mărimilor rezultate din calcule sînt nesigure, din cauza neglijării unor aspecte importante ale fenomenelor din camera de ardere; a energiei cinetice a gazelor de ardere, a disocierii, a diferențelor de presiune și de temperatură locale, care pot avea valori pînă la 200°C și a necunoașterii exacte a cantităților de combustibil vaporizate și intrate în reacție, totuși valorile calculate permit studierea comparativă a desfigurării arderei în motore diferite și la diferite regimuri de funcționare

intr-un anumit tip de motor.

Calculul caracteristicii căldurii utile

Metoda de calcul se bazează pe aplicarea primului principiu al termodinamicii la diagrama indicată.

$$dq = du + p dv \quad (A.5)$$

în care:

q - căldura utilă specifică;

u - energia internă;

p - presiunea;

v - volumul specific

q nefiind o funcție analitică, integrarea se înlocuiește printr-o însumare. În acest scop, diagrama indicată, începând cu punctul de aprindere se împarte într-un număr de intervale egale (1^o-2^o din fig. A 1

Prin aplicarea primului principiu al termodinamicii și a metodei trapezelor pentru calculul lucrului mecanic, căldura utilă raportată la unitatea de cantitate de fluid de lucru pentru intervalul i, i+1, se poate calcula cu relația:

$$q_{ui,i+1} = \frac{v_g}{\varepsilon} \left\{ \frac{p_{i+1} (\psi_{i+1}) - p_i \psi(\alpha_i)}{\chi_{i,i+1} - 1} + \frac{p_{i+1} + p_i}{2} [\psi(\alpha_{i+1}) - \psi(\alpha_i)] \right\} \quad (A.6)$$

dacă $q_{ui,i+1}$ este dat în kcal/kg și p în kgf/cm², relația (A.6) se înmulțește cu $\frac{1}{0,0427}$

în care:

$q_{ui,i+1}$ - căldura utilă în intervalul i, i+1 raportată la 1 kg fluid de lucru, care servește pentru creșterea energiei interne și producerea de lucru mecanic exterior pe intervalul i, i+1;

v_g - volumul specific al agentului motor (incălzituri proaspăt și gaze reziduale) aflat la începutul cursei de comprimare în cilindru;

$\chi_{i,i+1} = \frac{p_{i+1}}{p_i}$ - exponentul adiabatic mediu pe intervalul i, i+1

$\psi(\alpha) = \frac{V}{V_0}$ - funcția variației de volum care poate fi calculată aproximativ cu relația:

$$\psi(\alpha) = 1 + a\alpha^2 \quad (A.7)$$

unde:

α - unghiul rasei arboreului cotit măsurat la p.m.f., introdus în expresia $\psi(\alpha)$ în grade și

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

$$a = 0,37(\varepsilon - 1)10^4 \text{ pentru } \alpha = 40^\circ \dots 60^\circ$$

Relația exactă pentru $\psi(\alpha)$ este:

$$\psi(\alpha) = 1 + \frac{\varepsilon + 1}{2} \left[\left(1 + \frac{h}{\lambda_b}\right) - \left(\cos \alpha + \frac{1}{\lambda_b} \sqrt{1 - \lambda_b^2 \sin^2 \alpha}\right) \right] \quad (A.8)$$

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

$$q_u = \sum_{i=1}^{i=n} q_{ui,i+1} \quad (A.9)$$

Căldura utilă relativă pe interval, respectiv de la începutul arderii pînă la un moment dat, se calculează cu:

$$X_{ui,i+1} = \frac{\lambda_{L0}}{H_1} q_{ui,i+1} \quad (A.10)$$

$$X_u = \frac{\lambda_{L0}}{H_1} \sum_{i=1}^n q_{ui,i+1} \quad (A.11)$$

în care:

$\frac{H_1}{\lambda_{L0}}$ - puterea calorică inferioară a combustibilului raportată la 1 kg agent de lucru.

În literatura de specialitate se folosește și notația $\xi_u = \xi$, sau:

$$\xi_u \max = \frac{\lambda_{L0}}{H_1} q_u \max = \xi \max \quad (A.12)$$

raportul căldurilor specifice se poate calcula în intervalul de temperaturi $700^\circ - 2300^\circ K$, cu suficientă aproximație cu relațiile:

- pentru aer $\kappa = 1,259 + \frac{76,7}{T}$ (A.13)

- pentru produse de ardere de la motoare Diesel:

$$\kappa = 1,254 - \frac{0,0372}{\lambda} + \frac{76,7}{T} \quad (A.14)$$

Pentru amestecul de gaze arse și aer, pentru intervalul $i, i+1$, expresia lui κ este:

$$\kappa_{i,i+1} = 1,259 + \frac{76,7}{T_{i,i+1}} - \left(0,005 + \frac{0,0372}{\lambda}\right) \frac{x_{u,i+1}}{\xi_{\max}} \quad (A.15)$$

in care:

$T_{i,i+1}$ - temperatura medie a agentului motor pe intervalul $i, i+1$;

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

$$T_{i,i+1} = \frac{p_{i,i+1} V_{i,i+1}}{n_{i,i+1} R} \quad (A.16)$$

$$n_{i,i+1} = \frac{n_i + n_{i+1}}{2} - \text{numărul de kilomoli pe intervalul } i, i+1$$

$$n_i = \mu_i \lambda L_0 \quad (A.17)$$

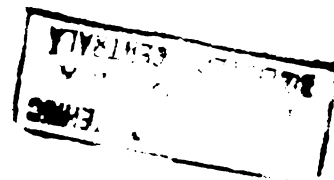
Coefficientul de variație molară necesar pentru calculul lui T variază în limite restrânse 1,03-1,05, ceea ce permite să se admită că variază liniar

$$\mu_{i,i+1} = 1 + (\mu_{\max} - 1) \frac{x_{u,i+1}}{\xi_{\max}} \quad (A.18)$$

$$\mu_{\max} = \frac{n_{pa}}{\lambda L_0} \quad (A.19)$$

Calculul caracteristicii căldurii utile se face cu ajutorul metodei iterației, admițând comparativ o valoare pentru ξ_{\max} , iar pentru calculul mărimilor pe intervale se folosesc, în prima aproximație, valorile intervalului anterior.

La începutul calculului se admite $\mu_{12} = 1$ și $x_{u,12} = 0$, apoi calculul se reface pînă cînd valorile lui $x_{u,12}$ se reproduc inclusiv pînă la a cincea zecimală, numai după aceea se trece la intervalul următor.



La sfârșit se verifică valoarea lui ξ_{\max} , dacă valoarea se nu se obține inclusiv pînă la a treia zecimală, calculul se repetă pînă la obținerea valorii admise inclusiv a treia zecimală.

3. Calculul caracteristicii de degajare a căldurii și a pierderilor de căldură

Caracteristica de degajare a căldurii se calculează din diagrama indicată, cu relația:

$$x_0 = x_u + x_p; \quad x_u = \xi_{\max} x_0; \quad x_0 = x_u / \xi_{\max} \quad (A.20)$$

în care:

x_0 - căldura relativă degajată;

x_u - căldura relativă utilă;

x_p - căldura relativă pierdută.

Căldura relativă pierdută este:

$$x_p = \left(\frac{1}{\xi_{\max}} - 1 \right) x_u \quad (A.21)$$

Valoarea lui x_p este aproximativă, dar ea nu depășește 4-5% din căldura degajată prin ardere, astfel se poate aprecia că această aproximație nu influențează prea mult caracteristica de degajare a căldurii.

4. Determinarea duratei arderii și a parametrilor cinetici

Din relația:

$$x = 1 - e^{-ay^{m+1}} \quad (A.22)$$

$$e^{-ay^{m+1}} = 1 - x \quad (A.23)$$

$$ay^{m+1} = \ln(1-x) \quad (A.24)$$

$$-ay^{m+1} = -\ln(1-x) \quad (A.25)$$

în care:

$$y = \frac{\alpha}{\alpha_g}$$

$\alpha_g [^{0.14}]$ - durată totală a arderii

$$\ln[-\ln(1-x)] = \ln(-a) + (m+1)\ln\alpha - (m+1)\ln\alpha_g \quad (A.27)$$

$$\ln \alpha = \frac{1}{n+1} \left\{ \ln [-\ln(1-x)] - \ln(-a) \right\} + \ln \alpha_n \quad (A.28)$$

prin introducerea logaritmilor zecimale se obține:

$$\lg \alpha = \frac{1}{n+1} \left\{ \lg [-2,303 \lg(1-x)] - \lg(-a) \right\} + \lg \alpha_n \quad (A.29)$$

dacă se notează:

$$I = \lg \alpha \quad (A.30)$$

$$A = \lg [-2,303 \lg(1-x)] - \lg(-a) \quad (A.31)$$

$$A = \lg \alpha_n \quad (A.32)$$

se obține ecuația dreptei:

$$I = \frac{1}{n+1} A + A \quad (A.33)$$

Cu ajutorul relației (A.29) pe baza datelor de cercetare $x = F(\alpha)$ se pot calcula durata anterioară α_n și coeficientul cinetic n .

Pentru determinarea lui n și α_n se folosesc trei metode: metoda grafică analitică a punctelor coliniare, metoda compensării erorilor și metoda celor mai mici pătrate.

Dintre cele trei metode cea mai precisă este metoda celor mai mici pătrate, care aplicată pentru ecuația (A.33) conduce la relațiile:

$$\frac{1}{n+1} \sum_{i=1}^n X^2 + A \sum_{i=1}^n X = \sum_{i=1}^n I \quad (A.34)$$

$$\frac{1}{n+1} \sum_{i=1}^n X + nA = \sum_{i=1}^n I \quad (A.35)$$

din care se deduc:

$$n = \frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X^2 - \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X \right)^2}{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (XY) - \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X \right) \left(\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n Y \right)} \quad (A.36)$$

$$A = \frac{\sum_{i=1}^n I - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n X}{n} \quad (A.37)$$

in care: n este numărul intervalelor in care a fost împărțit procesul de ardere in diagrama indicată (de la $\alpha = 0$ până la $x_{\mu \max} = 1$).

Durata totală a arderii: $\alpha_z = 10^4$.

In lucrarea [109] s-a făcut o comparație între caracteristica de degajare a căldurii stabilită prin prelucrarea diagramei indicate și cea rezultată prin caracteristica Vibe, cu ajutorul diagramei de variație a căldurii degajate relative reprezentată in funcție de α (vezi).

O comparație mai exactă se poate face prin calcul, stabilindu-se diferența relativă procentuală dintre căldura degajată relativă calculată după caracteristica Vibe și cea determinată prin prelucrarea diagramei indicate:

$$x_{ei}^* = 1 - e^{-a(\alpha_1/\alpha_2)^{n+1}} \quad (A.38)$$

$$\Delta x_{ei} = \frac{x_{ei}^* - x_{ei}}{x_{ei}^*} \cdot 100 \quad (A.39)$$

in care:

x_{ei}^* - căldura degajată relativă calculată după caracteristica Vibe;

x_{ei} - căldura degajată relativă stabilită prin prelucrarea diagramei indicate;

Δx_{ei} - eroarea procentuală relativă, raportată la căldura relativă degajată, calculată după caracteristica Vibe.

Totodată se calculează și viteza relativă de degajare a căldurii:

$$v_{oi} = a(n+1) \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2}\right)^n (1 - x_{ei}^*) \quad (A.40)$$

5. Analiza procesului de destindere

Se admite că procesul de destindere începe din punctul final a arderii și durează până în momentul deschiderii supapei de evacuare și se desfășoară politropic. Se apreciază că durata admisă pentru destindere corespunde mai bine degăsurii reale, decât aplicarea obișnuită a relațiilor politropice cu exponent media politropic constant, calculat pentru

intreaga destindere incepind cu presiunea maximă.

Exponential politropic mediu de destindere pentru intervalul $a - b$ se determină cu folosirea metodei celor mici pătrate:

$$n_i = \frac{\sum_{i=s+1}^n \left[\lg \frac{p_i}{p_1} \lg \frac{\psi(\alpha_1)}{\psi(\alpha_s)} \right]}{\sum_{i=s+1}^n \left[\lg \frac{\psi(\alpha_1)}{\psi(\alpha_s)} \right]^2} \quad (1.41)$$

in care:

p_s și α_s - presiunea gazelor și unghiul razei arboresului pentru momentul sfirșitului arderii;

n - numărul de intervale de la s la a ; unghiul α fiind măsurat de la p.m.i.

NOTIȚA AUTOBIOGRAFICĂ

Naționalitatea: Republica Populară China

Data și locul nașterii: provincia Hunan, districtul Cha Lin,
orașul Zhari
ianuarie 16, 1934

Pregătirea profesională:

1940 - 1945 Școala elementară din Xiao-Yang
1946 - 1952 Școala medie din Cha Lin
1952 - 1956 Facultatea de automobile și tractoare a Universității tehnice din Jilin
(fostul Colegiu de automobile, și tractoare din Changchun)

Activitatea profesională:

1956 - 1963 Universitatea tehnică din Jilin
1963 - 1979 Institutul de mașini agricole din
Zhenjiang
1980,- 1982 stagiul de doctorat la Institutul poli-
tehnic Linyesara

BIOGRAPHY

Nationality: The people's Republic of China

Date and Place of Birth: Hunan province, Cha Lin district;
Zhari-city
Jan. 16 1934

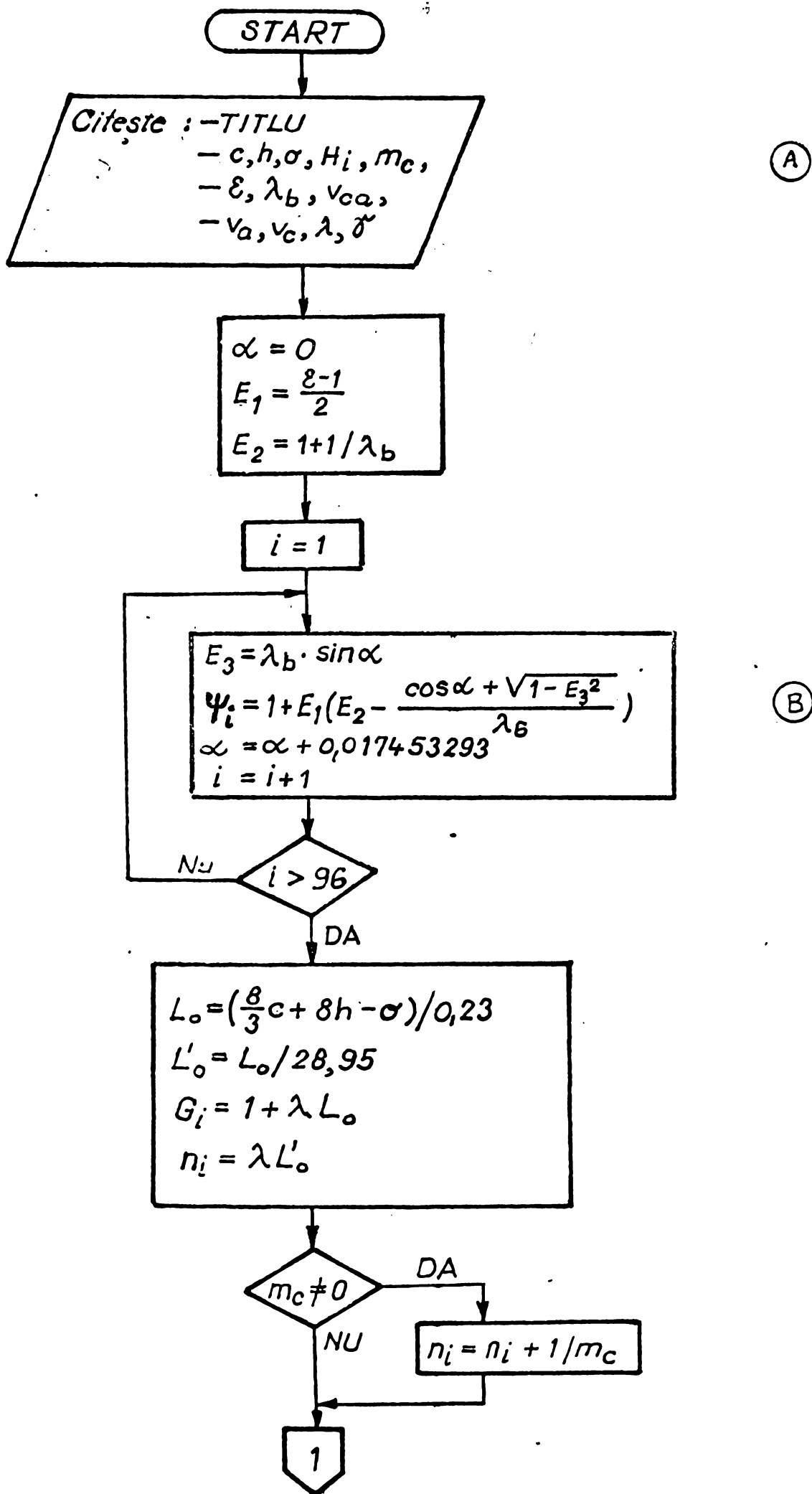
Education:

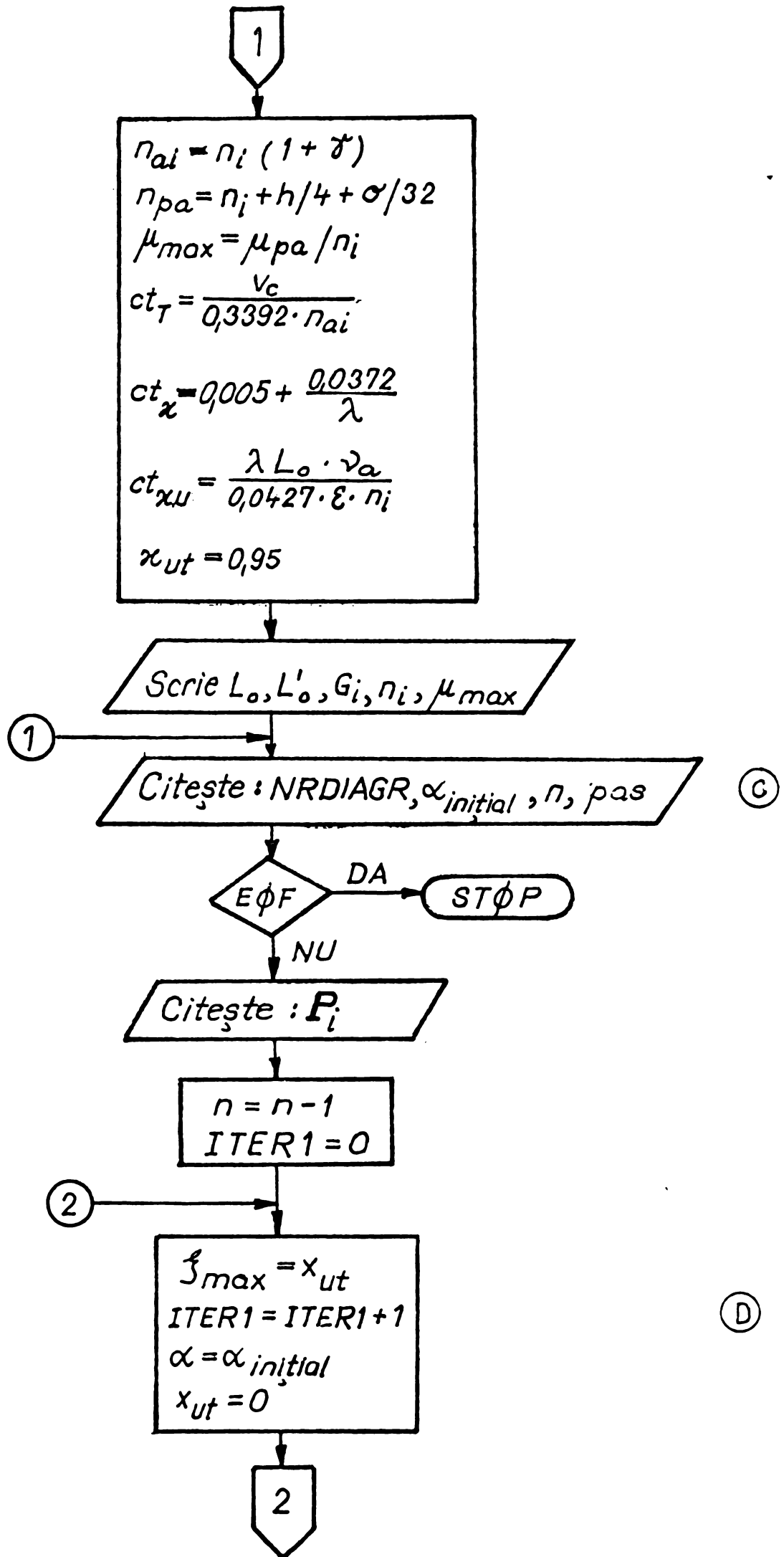
1940 - 1945 in Xiao fang elementary school
1946 - 1952 in Cha Lin secondary school
1952 - 1956 in the Dept. of Automobile and Tractor
Engineering of Jilin University of
Technology (Changchun College of Auto-
tractor was its forevuner)

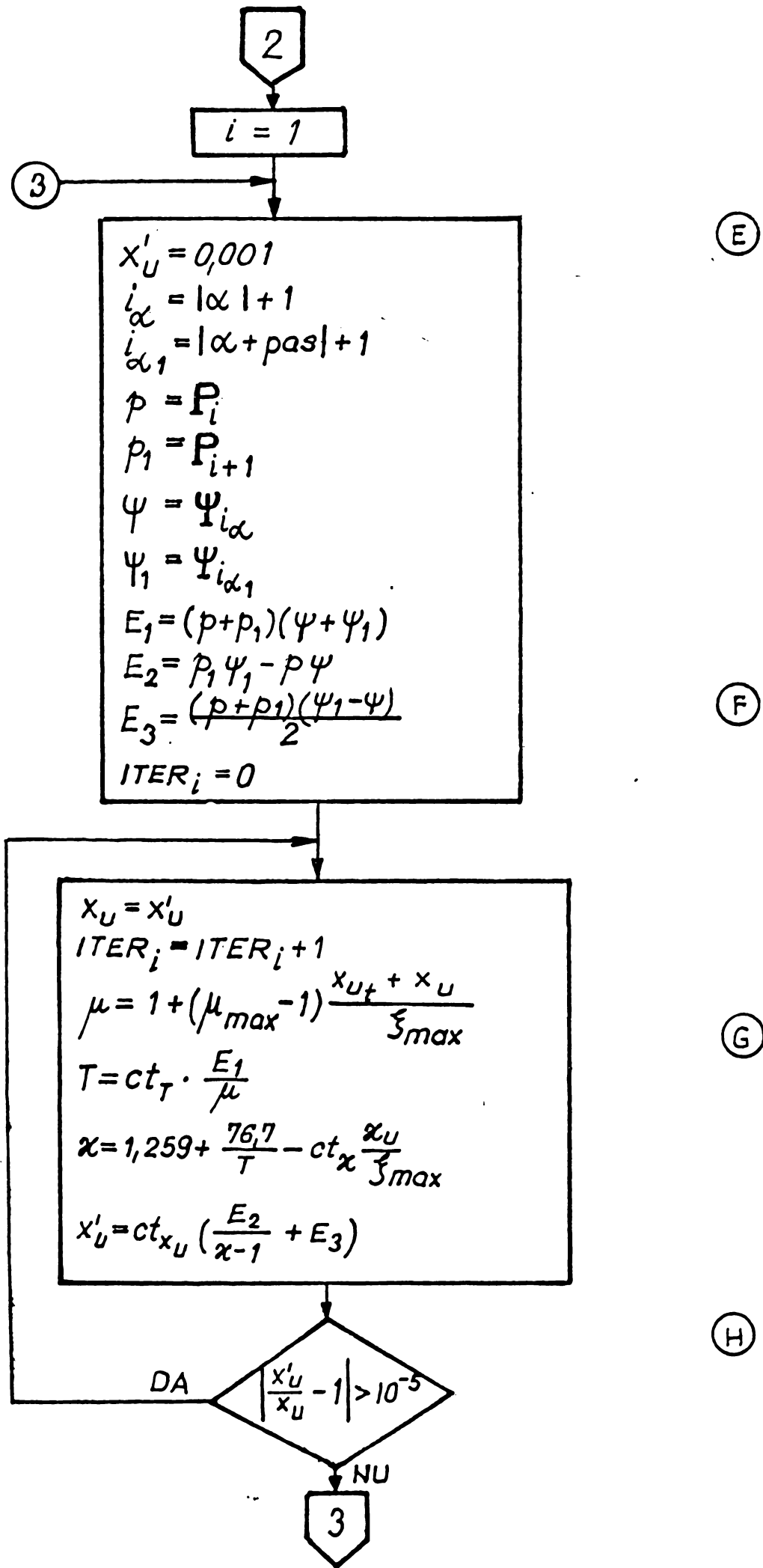
Professional Experience:

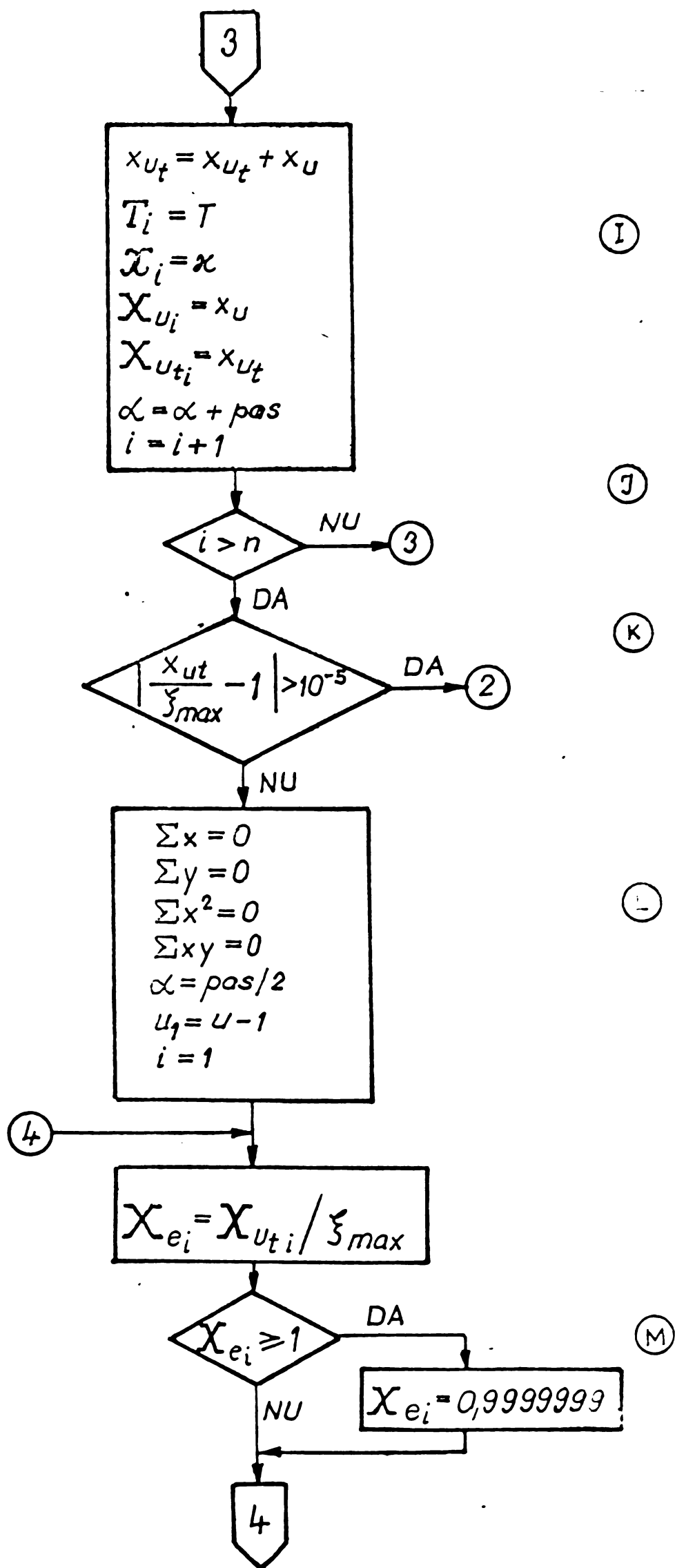
1956 - 1963 Worked at Jilin University of Technology
1963 - 1979 Worked at Zhenjiang Institute of Agricul-
tural machinery.
1980 - 1982 majored doctorate in Polytechnic Insti-
tute of Timisoara

Ordinograma detaliată





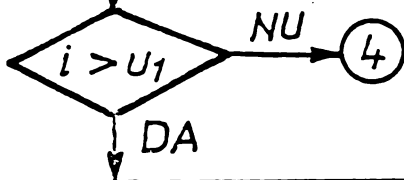




4

$x = lu[-lu(1 - X_{ei})] - 1,9326447$
 $y = lu\alpha$
 $\alpha = \alpha + pas$
 $\Sigma x = \Sigma x + x$
 $\Sigma y = \Sigma y + y$
 $\Sigma x^2 = \Sigma x + x \cdot x$
 $\Sigma xy = \Sigma xy + x \cdot y$
 $i = i + 1$

(N)



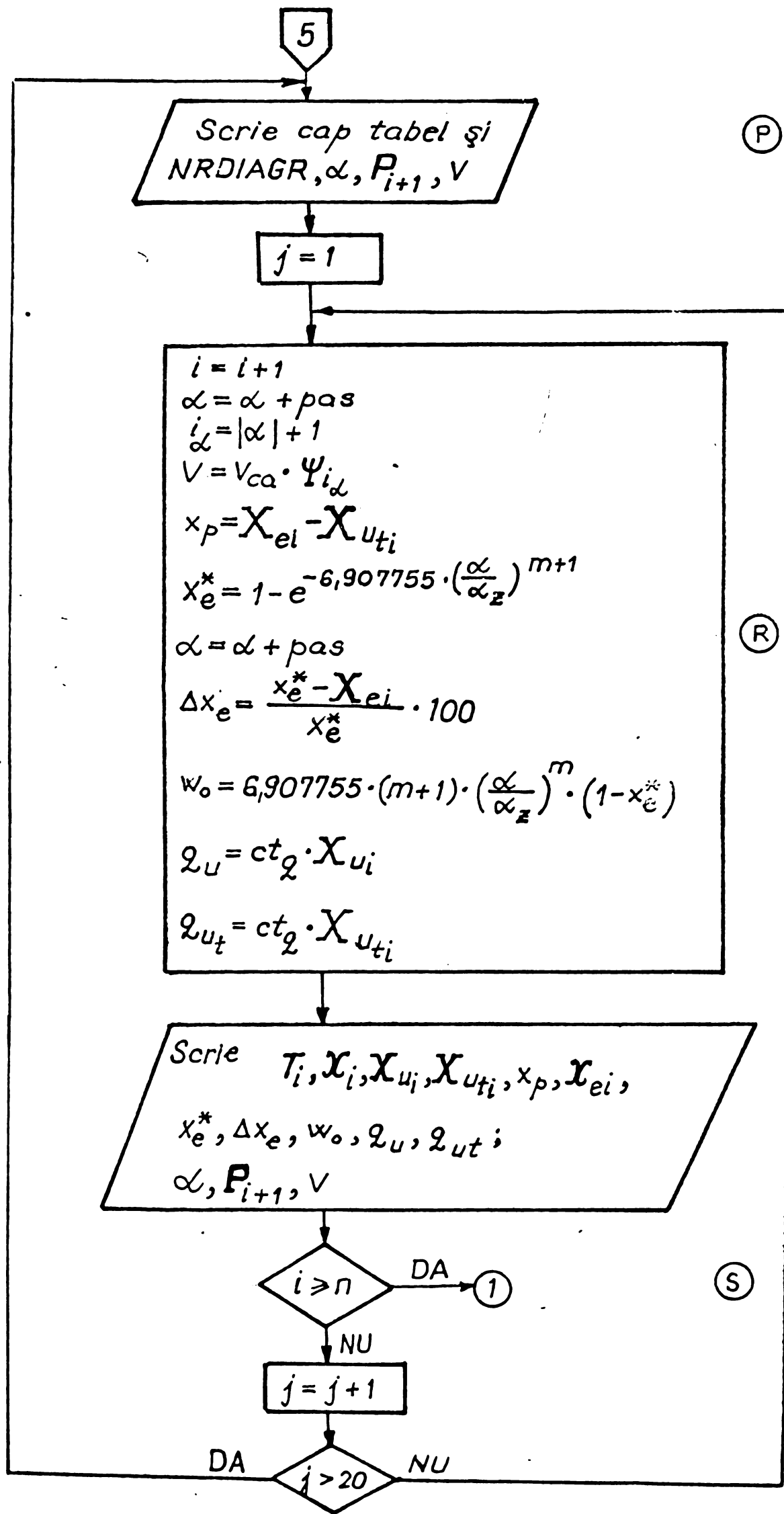
(O)

$X_{en} = X_{utn} / \xi_{max}$
 $m = \frac{n_1 \Sigma x^2 - \Sigma x \cdot \Sigma x}{n_1 \Sigma xy - \Sigma x \cdot \Sigma y} - 1$
 $A = \frac{\Sigma y - \frac{\Sigma x}{m+1}}{n_1}$
 $\alpha_z = e^A$

Scris $\xi_{max}, m, A, \alpha_z$

$ct_2 = \frac{H_i}{\lambda \cdot L_0}$
 $\alpha = \alpha_{initial}$
 $i_\alpha = |\alpha| + 1$
 $V = V_{ca} \cdot \Psi_{i_\alpha}$
 $\alpha = pas/2$
 $i = 0$

5



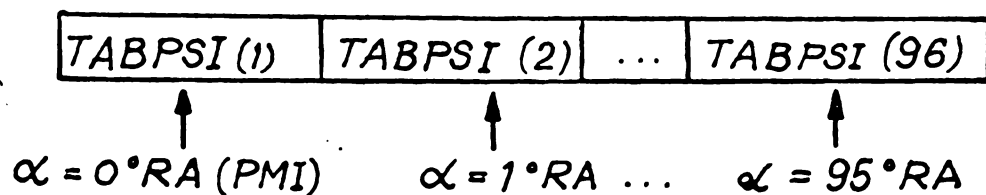
Anexa 2

Comentarii

1. Simbolurile groase înseamnă tabele.
2. Programul a fost conceput pentru a fi rulat pe mini-calculatoare cu viteză mică de lucru. Pentru a rula eficient s-au luat următoarele măsuri:
 - s-a redus la strictul necesar numărul de tabele, știind că adresarea indexată este mult mai lentă decât cea directă.
 - unde tabelele nu au putut fi evitate, calculele iterative s-au făcut cu variabile locale, care, după stabilizare au fost stocate în tabele, evitându-se astfel adresarea repetată a tabelor.
 - sau prelucrat formulele pentru a extrage din ele expresiile care se calculează o singură dată (v. $ct_T, ct_\alpha, ct_{x_U}, ct_Q$), expresiile care se calculează o singură dată pe ciclu (v. $E1, E2, E3$), iterând astfel doar mici părți ale formulelor.
 - s-au separat pe cât posibil variabilele întregi de cele reale.Deși, aceste măsuri fac programul mai greu de urmărit.
3. Semnificația și dimensiunile fiecărei date inițiale sînt date în clar în listele `FORMAT`, ceea ce ușurează exploatarea programului de alte persoane.
4. Dimensiunile 95,96 și declarația `REAL` în forma dată forțează amplasarea în memorie a variabilelor într-o manieră ușor de localizat în vidaj.
5. Pentru a putea urmări mersul calculelor s-a comentat atât programul cât și ordinograma.

(A) La m.a.c. m_c este obligatoriu 0 (nu se dă)
`TITLU` este un text de max 64 de caractere, servind la identificarea pachetului de date (nume, motor, condiții de lucru, nr. de registru etc).

(B) Generare valori $\psi = f(\alpha)$, din grad în grad. Tabelul `TABPSI` are forma :



Acest tabel este necesar chiar dacă pasul nu este 1°RA .
Ex: pas = 3°RA , $\alpha_{\text{init}} = -2^\circ \text{RA}$, deci: $\alpha_1 = |-2^\circ \text{RA}|$, $\alpha_2 = +1^\circ \text{RA}$,
 $\alpha_3 = +4^\circ \text{RA}$ etc.
Pas mai mic decât 1°RA nu este posibil.
 $0,017453293 = 1^\circ$ în radiani

(C) `NRDIAGR` este un text de max 20 de caractere servind la identificarea datelor referitoare la diagramă (nr. de registru etc).
n aici este numărul de puncte pentru care se dă p_i . După citirea p_i , imediat n scade cu o unitate devenind numărul de intervale.

Ⓓ ITER1 este contorul de iterații a \sum_{max} . Nu este listat, dar se poate citi în vidajul memoriei.

Ⓔ x'_u nu poate fi 0 deoarece se împiedică la testul de stabilizare x_u . Nu poate fi nici prea mare, fiindcă perturbă formulele. Valoarea $x'_u = 0,001$ este convenabilă,

i_α, i_{α_1} sînt indicii pt. TABPSI (v. Ⓑ)

Ⓕ ITER_i este un tabel care stochează contoarele de iterații ale x_u pe fiecare interval. Nici el nu se listează dar se poate citi în vidajul memoriei, ITER1 și ITER_i dau o idee asupra vitezei de convergență a formulelor. Din rulare s-a observat că ITER1 ≈ 4, iar ITER_i ≈ 3-4.

Ⓖ Calculul propriu-zis al μ, T, κ, x_u .

Ⓗ Test stabilizare x_u

Ⓘ Stocări valori calculate (v. coment. § 2)

Ⓝ S-au terminat intervalele?

Ⓞ NU - treci la intervalul următor

Ⓚ Test stabilizare \sum_{max}

Ⓛ Initializări pt. metoda celor mai mici pătrate

Ⓜ Fortare $x_e < 1$ pt. a nu avea $\ln(\leq 0)$. Cazul apare la date p_i eronate.

Ⓝ $1,9328447 = \ln[-\ln(1-0,999)]$

Ⓞ $n_1 = n-1$; se elimină ultimul interval, deoarece acolo x_e este sigur 1, deci $\ln(-\ln 0) = +\infty$.

Prin fortarea Ⓜ $\ln(-\ln 10^{-7}) \approx 2,78$ care introduce totuși erori prea mari. (în hexa $\approx 2,77$)

Ⓟ Programul a fost conceput astfel încît listingul să poată fi folosit direct la o lucrare, prin decuparea unor formate ... In acest scop la începutul fiecărei pagini s-a listat capul de tabel, apoi α, P, v de la sfîrșitul intervalului precedent (aceleași cu ultimele de pe pagina precedentă). Apoi s-a calculat cîte un rînd și s-a listat imediat. După cîte 20 de rînduri se sare la o nouă pagină, nou cap tabel etc., este contorul de rînduri în pagină.

Pentru a putea beneficia de un listing corect, în fișa de operare trebuie specificat ca imprimanta să fie echilibrată cu bandă pilot.

Ⓡ $-6,907755 = \ln(1-0,999)$

Ⓢ - Dacă s-au terminat intervalele, se trece la prelucrarea unei eventuale noi diagrame, dar ridicată în aceleași condiții (eventual poate diferi avansul, începutul arderii etc). In caz că se modifică datele inițiale, la următoarea diagramă trebuie procedat astfel:

- se declară sfîrșitul cu $E\phi F$

- se reîncarcă programul editat, din $L\phi AD\phi\phi$, cu:

1 11
FETCH_LN : * 4 = blank

- se pune o nouă cartelă de RUN, apoi datele etc.

Succesiunea FETCH, RUN, date, $E\phi F$ se poate repeta de cîte ori este necesar.

Lista variabilelor.

A - parametrul A din legea Wiebe

ALFA - $\alpha^\circ RA$ (întreg)

ALFAC - $\alpha^\circ RA$ (real) - α „curent”

ALFAINIT - α initial (întreg)

ALFAZ - α_z - durata arderii cf. Legii Wiebe

C - carbonul din comb.

CSIMAX - ξ_{max}

CTKAPA - ct_x

CTQ - ct_q

CTT - ct_T

CTXU - ct_{xu}

DXE - Δx_e

EPS - ε

E1 - }
E2 - } tamponare pentru expresii
E3 - }

GAMA - γ

G1 - greutatea încărcăturii proaspete

H - hidrogenul din comb.

HI - puterea calorifică

I - contor intervale

IALFA - i_α } v. (E)
IALFA1 - i_{α_1} }

IPAS - pasul diagramei $^\circ RA$ (întreg)

ITER - }
ITER1 - } v. (D), (F)

J - contor rînduri scrise în pagină

KAPA - κ

LAMBDA - λ

LBDB - λ_b

LPRIMO - L'_0

L0 - L_0

M - parametrul m din legea Wiebe

MC - m_c

MIU - μ

MIUMAX - μ_{max}

N - nr. puncte, apoi intervale (v. ©)

NAI - nr. moli amestec inițial

NI - nr. moli inițiali (încărc. proaspătă)

NPA - nr. moli produse de ardere

NRDIAGR - v. ©

N1 = N-1 (intervale luate în considerare la aprox. prin metoda celor mai mici pătrate) (v. ©).

O - oxigenul din comb.

P - presiunea (curentă) la încep. intervalului

PAS - pasul (real) al α_c (= IPAS)

PSI - Ψ (curent) la începutul intervalului

PSI1 - Ψ_1 (curent) la sfîrsitul intervalului

P1 - presiunea (curentă) la sfîrsitul intervalului

QU - q_u

QUT - q_{ut}

SX - Σx

SXY - Σxy

SX2 - Σx^2

SY - Σy

T - T (curent)

TABKAPA - Tabel pentru stocarea α

TABP - Tabel pentru stocarea β

TABPSI - Tabel pentru stocarea ψ

TABT - Tabel pentru stocarea T

TABXU - Tabel pentru stocarea x_u

TABXUT - Tabel pentru stocarea x_{ut}

TITLU - v. (A)

V - volumul curent al cilindrului

VA - volumul specific al amestecului initial la începutul compresiei, în kg/kg.

VC - idem în PMI în kg/kg comb.

VCA - volumul camerei de ardere

WO - viteza de degajare a căldurii, cf. legii Wiebe

X - x din cele mai mici pătrate

XE - x_e

$XE1$ - x_e

XP - x_p

$XPRIMU$ - x'_u

XU - x_u

XUT - x_{ut}

Y - Y din cele mai mici pătrate