

Studiul procesului de ardere din motoarele cu piston

9.1 Premise ale aprinderii și arderii în motoarele cu aprindere prin scânteie

Mecanismul desfășurării fenomenului arderii, așa după cum arată diverși autori [2, 5, 317, 18, 26, 45] se impune a fi cunoscut, mai ales în condițiile în care apare o permanentă reducere a duratei acestuia ca o consecință a creșterii turației motoarelor, factor determinant pentru îmbunătățirea puterii lor litrice.

După cum se cunoaște, arderea poate fi definită [45] ca un proces complex de oxidare cu viteză ridicată a substanțelor combustibile, componente ale încărcăturii proaspete din cilindru, proces însoțit de degajare de căldură și emisie de lumină.

Acest proces care reprezintă de fapt o transformare a energiei chimice a combustibilului în energie calorică prin intermediul reacțiilor de oxidare, respectiv ardere, nu se produce instantaneu, ci într-un timp finit, generat de avansarea progresivă a arderii în masa amestecului constituit din aer și combustibil. Ceea ce trebuie însă subliniat este faptul, considerat deosebit de important și anume că desfășurarea arderii depinde în primul rând de modul de formare a amestecului și în al doilea rând de modul de aprindere.

În cazul motorului cu aprindere prin scânteie, așa cum se știe, *aprinderea este comandată într-un moment bine determinat al ciclului prin declanșarea unei scânteii electrice între electrozii bujiei*. Se apreciază că *orice alt mod de inițiere a arderii conduce la evoluții anormale ale procesului, de tipul arderii cu detonații sau arderii cu aprinderi secundare*.

Tocmai de aceea s-a demonstrat că omogenitatea foarte bună a amestecului aer-combustibil constituie o condiție esențială privind buna funcționare a acestui tip de motor. Ea este asigurată de vaporizarea prealabilă a combustibilului, motiv pentru care gradul său de vaporizare influențează toate calitățile motorului.

Desigur că în aceste condiții formarea amestecului prin injecție de benzină satisface mult mai bine aceste deziderate decât alte procedee, în speță carburarea.

Evoluția normală a procesului de ardere presupune, așa cum s-a arătat, arderea treptată a amestecului omogen. Fenomenul pornește de la un focar inițial situat în zona electrozilor bujiei. Durata necesară formării focarului inițial,

denumită *perioadă de inducție*, depinde de intensitatea mișcărilor turbulente, considerate la scară macroscopică. Fenomenul continuă prin apariția unui *front de aprindere* care se deplasează cu viteze moderate către zonele din cilindru în care se găsește amestecul proaspăt.

Frontul de aprindere împarte spațiul de ardere în două zone distincte și anume: zona gazelor rezultate în urma reacției de ardere și zona gazelor nearse, numită și *zona amestecului final*, compusă din gaze aflate, sub influența presiunilor și temperaturilor înalte, într-un stadiu avansat de descompunere, premegător arderii. La o analiză mai atentă, în realitate, frontul de aprindere constituie de fapt o a treia zonă, numită *zonă de reacție*.

Parametrul caracteristic al arderii normale este *viteza de deplasare a frontului de aprindere*, notată în general cu w_{fa} . În acest context, propagarea frontului de aprindere, numit uneori și *frontul flăcării* care constă în deplasarea zonei de reacție se poate face în cadrul procesului de ardere, cu diferite viteze, în funcție de influența pe care o manifestă factorii chimici și cei fizici ce însoțesc arderea. Acest aspect este important deoarece viteza de propagare a flăcării împreună cu viteza reacțiilor de oxidare a moleculelor de combustibil determină durata arderii masei de amestec aflat în camera de ardere.

Astfel, turbulența din spațiul de ardere produce o abatere a formei frontului de aprindere de la aceea de calotă sferică, așa cum apare în **fig. 9.1**, la o formă neregulată, prezentată în **fig. 9.2** [45].

În această situație, viteza w_{fa} caracterizează o porțiune finită de suprafață constituind viteza de deplasare a zonei de reacție conținută în suprafața respectivă, pe când pentru un element de suprafață se consideră *viteza după direcție normală*, notată w_{fn} , drept parametru definitoriu.

O altă consecință a deformării frontului de aprindere este faptul că pe direcții diferite viteza de deplasare a frontului are valori diferite. Se observă, de asemenea, că în cadrul aceleiași direcții, la momente diferite, vitezele au valori diferite. Toate aceste aspecte pot fi puse în evidență în **fig. 9.3**, care reprezintă poziții succesive ale frontului într-o secțiune transversală prin camera de ardere, considerate la intervale egale de timp (τ). În cadrul acestor figuri, prin S s-a notat poziția bujiei de aprindere.

În cazul motorului cu aprindere prin scânteie, arderea amestecului în stratul frontului de aprindere care se propagă în camera de ardere de la punctul de aprindere în direcția amestecului nears este foarte intensă și se caracterizează prin viteze de propagare a flăcării care pot atinge valori de până la 40 [m/s]. Procesul de aprindere se produce după un mecanism monostadial la temperatură înaltă.

Aprinderea la temperaturi înalte constă în producerea flăcării datorită autoaccelerării progresive a reacțiilor exoterme. Aceasta este posibilă deoarece între electrozii bujiei se formează un arc electric de înaltă temperatură (~10.000 [K]) care asigură ruperea coeziunii intermoleculare și formarea unor

particule active (radicali liberi) care joacă rolul centrilor inițiali ai reacțiilor. Aceștia dezvoltă reacțiile în lanț, viteza lor crescând exponențial în timp [7].

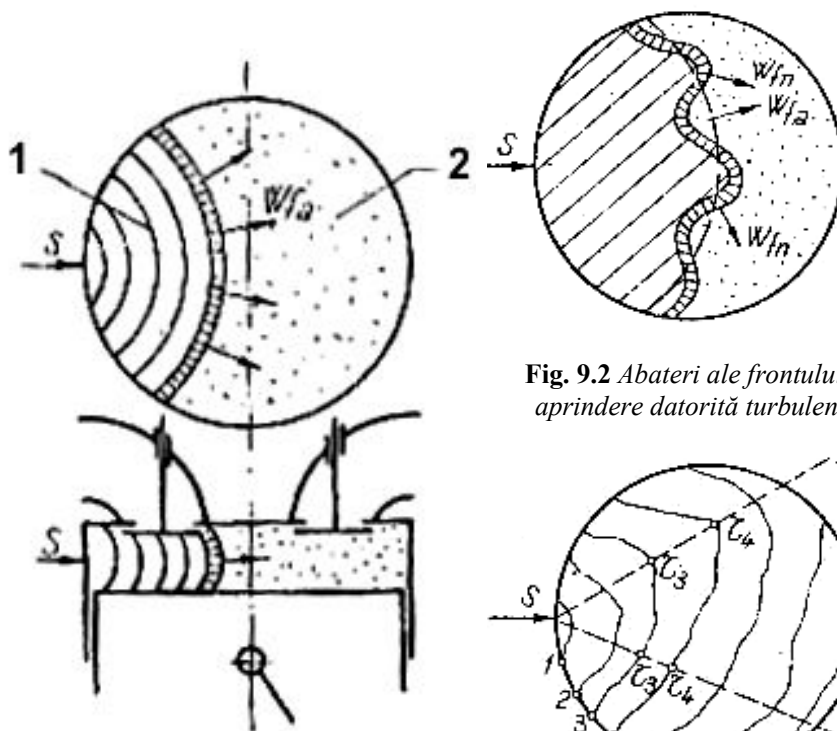


Fig. 9.2 Abateri ale frontului de aprindere datorită turbulenței

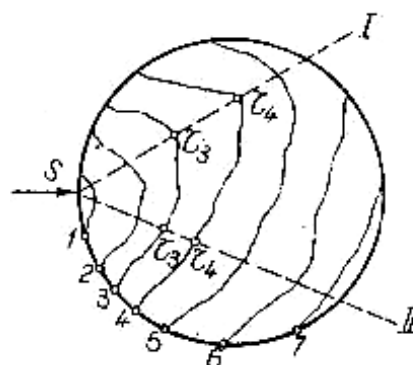


Fig. 9.3 Poziții succesive ale frontului de aprindere pe direcții diferite și la momente diferite

Fig. 9.1 Delimitarea spațiului din camera de ardere de către frontul de aprindere:
1 – gaze arse; 2 – amestec final

Cu creșterea temperaturii inițiale a amestecului, numărul centrilor activi crește, lucru care este important pentru mărirea vitezei inițiale de reacție. Paralel cu autoaccelerarea reacțiilor în lanț, crește și viteza de degajare a căldurii. După ce aceasta depășește viteza de trecere a căldurii prin pereții camerei de ardere, începe perioada de creștere a temperaturii amestecului, ceea ce conduce la autoaccelerarea reacțiilor în continuare și la dezvoltarea arderii. Astfel, aprinderea la temperaturi ridicate este caracterizată printr-un proces neîntrerupt de trecere de la reacțiile inițiale catenare la autoaccelerarea reacțiilor care constituie apoi principala formă de ardere a amestecului.

Dintre teoriile arderii amestecurilor combustibile pe bază de hidrocarburi, cea mai răspândită este teoria reacțiilor accelerate în care procesul apariției flăcării se produce în lanț, fiind nu numai o sursă puternică de căldură, dar și o sursă de centri activi de tipul atomilor și radicalilor liberi care difuzează în

gazele nearse, producând în masa acestora o autoaccelerare a reacțiilor de ardere.

Teoria reacțiilor în lanț analizează două căi posibile de dezvoltare a reacțiilor în masa de amestec: prima cale când, datorită consumului a peste jumătate din substanțele de ardere viteza de reacție atingând un maxim, începe să scadă fără formarea flăcării, după cum se vede pe curbele **1** din **fig. 9.4**; a doua cale când, dezvoltarea reacției în lanț conduce la o valoare a vitezei de degajare a căldurii ce asigură autoaccelerarea progresivă a vitezei de reacție, ceea ce produce aprinderea masei de amestec date (curba **2**).

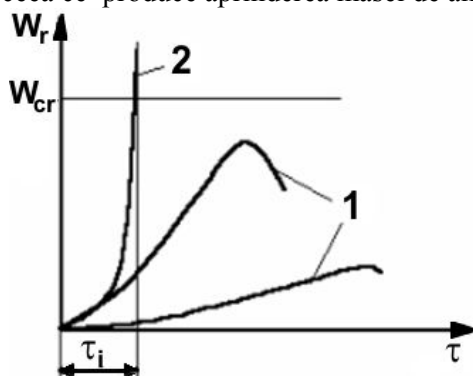


Fig. 9.4 Variația vitezei de reacție în timp

Condiția autoaprinderii este atingerea unei valori critice a vitezei de reacție W_{cr} , la care viteza de degajare a căldurii este suficientă pentru asigurarea căldurii de explozie. Prin τ_i s-a notat durata perioadei de inducție.

În cazul aprinderii prin scânteie a amestecului, temperatura sursei de aprindere este mai mare decât temperatura mediului ce urmează a fi aprins, lucru ce este însoțit de o însemnată degajare de căldură.

Viteza reacțiilor chimice depinde de temperatură și de concentrația substanțelor ce intră în reacție [7]. Au importanță și pierderile de căldură care, în cazul amestecurilor sărace vor fi mai mari deoarece arderea amestecului se încetinește și se prelungește, terminându-se când gazele ocupă un volum mare și cu o mare suprafață de răcire prin pereți. Se presupune că în jurul fiecărei picături de combustibil injectat se formează un înveliș sferic de amestec în care, pentru condiții corespunzătoare de temperatură și presiune de vapori a combustibilului se obține zona de amestec optim de combustibil.

9.2. Etapizarea arderii normale în motorul cu aprindere prin scânteie

În **fig. 9.5 a** se arată, cu ajutorul diagramei indicate cât și cu diagrama de ardere (diagrama $p - V$, desfășurată în coordonate $p - \alpha$), împărțirea pe faze a procesului de ardere; această modalitate permite să se urmărească caracterul variației presiunii gazelor în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit pe durata arderii [7, 45].

După cum se observă, între momentul producerii scânteii (**1**) și punctul **2** nu se produce o creștere apreciabilă a presiunii; practic, curba ce marchează evoluția presiunii din cilindru nu se deosebește de cea din cazul comprimării cu aprindere deconectată (linie întreruptă). După punctul **2** presiunea crește însă

rapid până la valoarea maximă (3) pentru ca, ulterior, în cursa de destindere să se înregistreze o descreștere (punctul 4).

Așa cum s-a arătat, studiul procesului de ardere poate fi ușurat prin împărțirea sa pe faze. Astfel, întreaga perioadă de ardere în motorul cu aprindere prin scânteie poate fi considerată, din punctul de vedere al creșterii presiunii, ca fiind formată din trei faze, în care acțiunea unor factori să fie suficient de clar conturată.

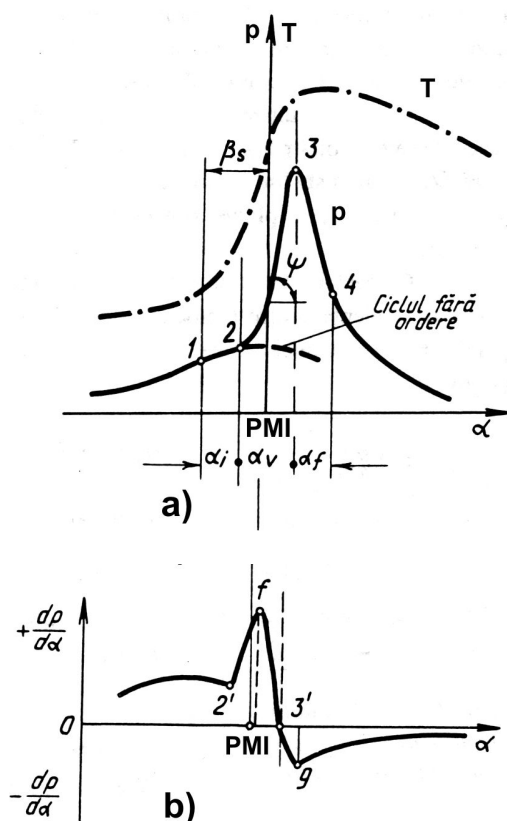


Fig. 9.5 Variația presiunii și gradientului acesteia în timpul arderii la motorul cu aprindere prin scânteie

rului, adică caracterul creșterii presiunii, apreciat prin creșterea de presiune pe 1 [°RAC], respectiv $\frac{dp}{d\alpha}$, numit și gradient de presiune (fig. 9.5 b). Pentru perioada de la începutul arderii până la atingerea presiunii maxime, la motoarele cu raportul de comprimare cuprins în limite normale, viteza medie de creștere a presiunii, în [MPa/°RAC], este:

Prima fază sau **perioada de inducție**, numită uneori și **fază inițială** (α_i) cuprinde fenomenele care determină apariția primului nucleu de flacără; ea este controlată de proprietățile fizico-chimice ale amestecului, proprietăți care determină viteza de reacție. Acțiunea turbulenței se manifestă încetinind desfășurarea acestei faze. În decursul acestei faze se arde o cantitate redusă de amestec (cca. 6-8 %), situată în jurul bujiei; presiunile și temperaturile nu cresc vizibil deoarece căldura degajată abia compensează pierderile de căldură prin pereții camerei de ardere. Această fază se desfășoară pe durata a 5 - 7 [°RAC] și se mai numește, în egală măsură și întârziere la aprindere.

Cea de a doua fază este **faza principală de ardere**, numită și **perioadă de propagare**. Ea se notează cu α_v sugerându-se astfel că ea se desfășoară la un volum cvasiconstant, într-un interval unghiular de 10 - 25 [°RAC], determinând mersul liniștit al moto-

$$\frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = \frac{p_3 - p_2}{\alpha_v} \quad (9.1)$$

Acesta este un indice foarte important deoarece are influență asupra uzurii motorului și, prin urmare, asupra durabilității motorului în ansamblu.

Practica a arătat că motoarele au o funcționare corespunzătoare dacă:

$$\frac{dp}{d\alpha} = (0,8 \div 1,8) \left[\frac{MPa}{^\circ RAC} \right], \text{ iar } \frac{\Delta p}{\Delta \alpha} = (2,5 \div 3) \left[\frac{MPa}{^\circ RAC} \right], \quad (9.2)$$

deoarece la valori mai mici arderea se prelungește în destindere, iar la valori mai mari motorul are o funcționare dură. De asemenea, eficiența maximă se obține dacă presiunea maximă de ardere se atinge la $10 \div 15 [^\circ RAC]$ după PMI [7].

Faza principală de ardere cuprinde fenomenele fizico-chimice care determină răspândirea flăcării în amestec. Astfel, căldura degajată prin dezvoltarea primelor reacții, aferente perioadei de inducție, precum și particulele active produse de aceste reacții se transmit particulelor cu care vin în contact, aprinzându-le și provocând arderea celeilalte părți de amestec în cadrul acestei a doua faze, generându-se astfel propagarea flăcării. Arderea care se produce după această schemă se numește, în general, *normală* sau *fără detonație*. Flacăra se propagă în camera de ardere în toate direcțiile, cu o viteză medie de $20 - 30$ m/s și, uneori, chiar de 40 [m/s]. Viteza de propagare a flăcării depinde de mai mulți factori ca de exemplu: construcția motorului (raportul de comprimare, temperatura pieselor, turbionarea asigurată) energia surselor de aprindere, avansul de aprindere, numărul bujiilor etc.

A treia fază este **faza finală** sau **perioada postarderii**, notată cu (α_f). Ea începe după atingerea presiunii maxime (punctul **3**), încheindu-se în destindere (punctul **4**), odată cu terminarea procesului de oxidare a combustibilului. În această fază de postardere sau ardere întârziată, se desăvârșesc reacțiile de ardere a combustibilului care nu a ars în fazele precedente. În acest caz viteza de ardere are valori reduse, aria frontului de flăcără micșorându-se. Durata acestei faze este de aproximativ $30 \div 50 [^\circ RAC]$, în condițiile în care sfârșitul arderii este relativ greu de precizat, el putându-se aprecia numai după cantitatea de combustibil ars sau după căldura degajată în raport cu cea furnizată ciclului. Prezența acestei faze este de fapt o consecință a laturii turbulenței care frânează arderea, ceea ce produce și creșterea adâncimii zonei de ardere.

Durata acestei faze afectează puternic economicitatea motorului. Ea scade când crește cantitatea de combustibil care rămâne să ardă în această fază. Din acest motiv, se consideră că *existența arderii în destindere este principala cauză care diferențiază randamentul indicat al ciclului real de randamentul termic al ciclului teoretic izocor*.

Accelerația propagării flăcării este generată, pe de o parte de către intensitatea transportului de substanțe și particule active din flacără spre amestecul nears, fără schimbarea suprafeței frontului flăcării, iar pe de altă parte atunci când turbulența se accentuează; în acest caz are loc, așa cum s-a arătat (**fig. 9.2**) și o deformare a frontului de aprindere, ceea ce provoacă mișcarea dezordonată atât a gazelor proaspete și cât și a celor arse, mărindu-se suprafața cuprinsă de flacără și viteza maximă de ardere, aspect pus în evidență în **fig. 6.6**.

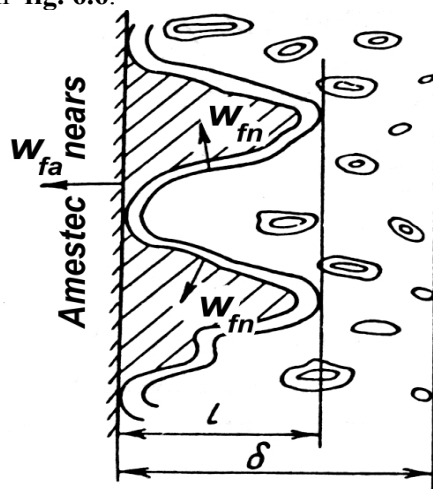


Fig. 9.6 Propagarea frontului de flacără datorită acțiunii turbulenței

Scara pulsațiilor turbulente depinde de adâncimea zonei de ardere δ și de amplitudinea oscilațiilor frontului flăcării l . Dacă $l \leq \delta$ se poate vorbi de o microturbulență, iar dacă $l > \delta$ există o macroturbulență, l putând ajunge la valori de zeci de [mm]. Deplasarea frontului flăcării în amestec, uniform în camera de ardere închisă, depinde de raportul de comprimare a amestecului încă nears care este puternic comprimat (de 7 - 8 ori) prin destinderea gazelor care au ars până în momentul respectiv în direcția părții de volum cu gaze arse [2, 7, 45].

9.3. Factori generali de influență asupra arderii în motorul cu aprindere prin scânteie

Dintre factorii care influențează viteza de ardere, compoziția amestecului este un factor principal și, prin urmare, și degajarea de căldură. Temperatura maximă a ciclului și regimul termic al pieselor depind în mod hotărâtor de dozaj [7].

Experiențele au stabilit că îmbogățirea amestecului reclamă o micșorare a unghiului de avans la aprindere, din cauză că viteza de ardere, exprimată prin viteza de propagare laminară în amestec, așa numita viteză normală, w_{fn} , în acest caz se mărește, după cum se vede în **fig. 9.7**, crescând totodată viteza de degajare a căldurii și mărimea gradientului de presiune.

La sărăcirea amestecului viteza de ardere scade, provocând o scădere a vitezei de degajare a căldurii, ceea ce duce la creșterea pierderilor termice. Perioada de întârziere la aprindere τ_i se mărește în acest caz.

Cu mărirea turației arborelui cotit crește viteza medie a pistonului și, împreună cu aceasta, intensitatea pulsațiilor turbulente. Acestea din urmă duc la mărirea vitezei medii de ardere w_{fa} , fapt pus în evidență în **fig. 9.8** permițând o

creștere considerabilă a rapidității motorului. Cu mărirea turației crește, de asemenea, regimul termic, mărindu-se exponentul politropic de compresie n_c , ceea ce accelerează formarea centrilor activi de ardere inițiali, completându-se astfel influența intensificării turbulenței provocată de mărirea turației. Mărirea turației motorului și reducerea timpului de desfășurare a procesului de ardere reclamă un unghi mai mare de avans la aprindere. Fără aceasta, o însemnată parte a amestecului va arde în timpul destinderii, ceea ce mărește pierderile de căldură prin gazele de evacuare și prin sistemul de răcire.

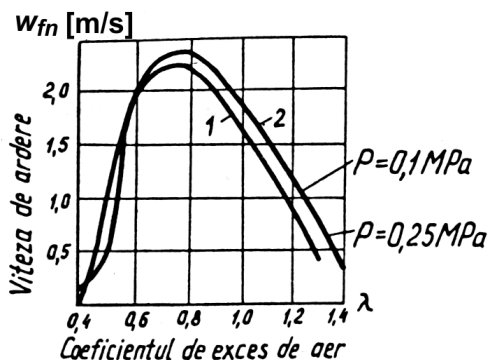


Fig. 9.7 Influența dozajului asupra vitezei de ardere

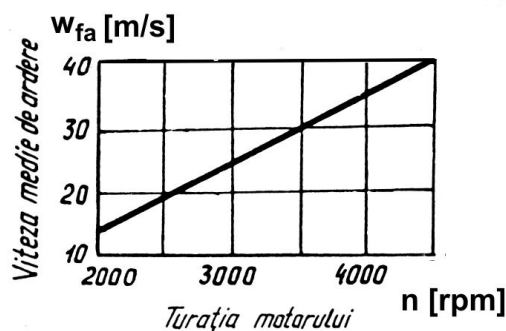


Fig. 9.8 Influența turației asupra vitezei de propagare a frontului flăcării

La micșorarea sarcinii prin închiderea clapetei de accelerație, proporția dintre gazele proaspete și gazele reziduale din cilindru se modifică în sensul măririi coeficientului gazelor arse restante. Cantitatea mărită de gaze reziduale influențează negativ asupra procesului de ardere, micșorând viteza de propagare a flăcării. Pentru înlăturarea acțiunii negative a gazelor reziduale asupra procesului de ardere (la turație constantă) trebuie să se mărească unghiul de avans la aprindere cu reducerea sarcinii. Dar prin aceasta se poate doar apropia sfârșitul arderii de PMI însă, pentru a scurta durata arderii trebuie să se îmbogățească suplimentar amestecul cu atât mai mult cu cât sarcina este mai redusă. Printr-o îmbogățire optimă a amestecului și prin alegerea avansului optim de aprindere se poate realiza procesul de ardere cu o durată minimă chiar la sarcini foarte mici.

În **fig. 9.9** se prezintă diagramele indicate pentru trei reglaje diferite care exprimă sarcinile de: 100%, 40% și 20%. Se observă că la închideri pronunțate ale clapetei de accelerație (20%) unghiul optim de avans la aprindere se mărește considerabil [7].

În principiu, creșterea raportului de comprimare permite să se obțină la sfârșitul comprimării presiuni și temperaturi mai mari, ceea ce accelerează pregătirea combustibilului pentru reacțiile de ardere. Perioada întârzierii la

aprindere la motoarele cu rapoarte mari de comprimare este mai mică și din acest motiv va fi mai mică și durată totală a arderii până la atingerea presiunii maxime. De aceea, presiunea maximă la aceste motoare se va obține mai aproape de PMI, ceea ce se explică prin viteze mari de degajare a căldurii într-un volum relativ redus al camerei de ardere și prin urmare cu pierderi termice minime.

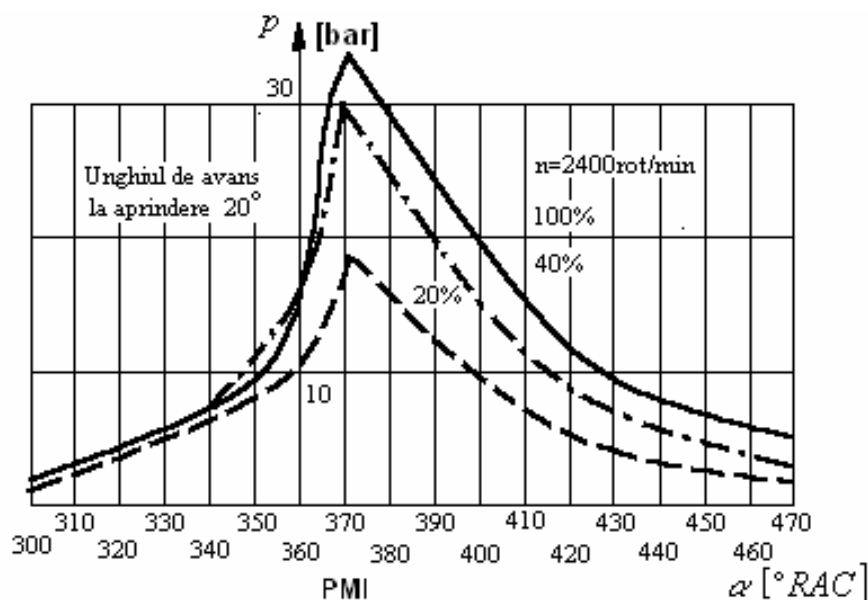


Fig. 9.9 Influența sarcinii asupra diagramei indicate

Din punct de vedere al *camerei de ardere*, aspect la care se va reveni în continuare, cea mai eficace formă este cea semisferică, cu dispunerea superioară a supapelor, de preferat cu două bujii sau dacă se folosește una singură, aceasta să fie dispusă în centrul camerei.

Ca regulă generală, problema formei camerei de ardere, precum și numărul și dispunerea bujiilor trebuie soluționată astfel încât să se micșoreze la maximum suprafața de răcire și să se scurteze drumul frontului flăcării, deoarece pe aceste căi se obține viteza maximă de ardere.

9.4. Aspecte caracteristice arderii în motorul cu aprindere prin scânteie

Caracteristic funcționării motorului cu aprindere prin scânteie este, printre altele, faptul că presiunea medie indicată, p_i și randamentul indicat η_i variază în mod distinct odată cu calitatea amestecului. Fenomenul este aparent

contradictoriu. În timp ce valoarea maximă a presiunii medii indicate se manifestă în domeniul amestecurilor bogate, randamentul indicat maxim se obține în domeniul amestecurilor sărace. În mod implicit, puterea maximă se va obține la un coeficient de exces de aer diferit de acela la care apare economicitatea maximă. Tocmai din acest motiv, amestecul pentru care motorul dezvoltă randamentul maxim se numește amestec economic, fiind caracterizat prin valoarea λ_{ec} a coeficientului de exces de aer, în timp ce puterea maximă se realizează cu amestecul de putere al cărui coeficient de exces de aer este λ_p , așa cum se pune în evidență în **fig. 9.10**, în care se arată influența coeficientului excesului de aer, λ , asupra presiunii medii indicate și randamentului indicat [2, 45].

În cazul alimentării prin injecție de benzină există premise ca motorul să aibă un comportament oarecum diferit, în sensul că fenomenul descris este diminuat, domeniul dintre λ_p și λ_{ec} fiind mai restrâns datorită mai ales tendinței de deplasare către dreapta a valorii λ_p .

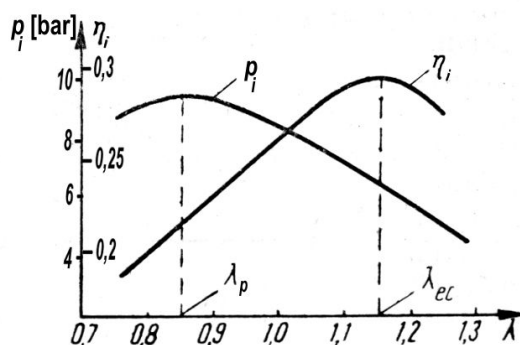


Fig. 9.10 Influența coeficientului de exces al aerului asupra presiunii medii și randamentului indicat

În mod normal, η_{imax} și p_{imax} ar trebui să se realizeze pentru $\lambda=1$, valoare la care temperatura din ciclul termic atinge valoarea cea mai mare. Dacă $\lambda>1$, puterea calorică a amestecului micșorându-se, temperatura maximă din ciclu se diminuează. La o variație inversă, când $\lambda<1$, arderea devine incompletă, se degajă mai puțină căldură iar temperatura maximă scade din nou.

Astfel, pentru un amestec bogat, în cazul ciclului real, efectul eliberării unei cantități mai mici de energie este preponderent, conducând global la micșorarea randamentului indicat; el va crește însă odată cu sărăcirea amestecului. Obținerea unei valori maxime a randamentului indicat pentru $\lambda>1$ constituie o particularitate a motorului cu aprindere prin scânteie. Cu toate că amestecul combustibil-aer are un grad ridicat de omogenitate, există totuși în interiorul camerei de ardere zone locale în care predomină lipsa sau excesul de oxigen, determinate de amestecarea imperfectă, mai ales în conducta de admisie. Deși în ansamblu există oxigen suficient, lipsa locală de oxigen nu permite însă realizarea arderii complete în momentul parcurgerii acestor zone de către frontul de aprindere. Din acest motiv, pentru a preveni arderea incompletă se mărește valoarea medie a coeficientului de exces de aer, astfel încât fluctuațiile locale să nu conducă în nici o zonă din camera de ardere la valori subunitare pentru λ . Se

asigură în acest mod eliberarea completă a energiei chimice a combustibilului în vederea obținerii randamentului maxim, pentru $\lambda = \lambda_{ec}$.

La acest lucru contribuie bineînțeles și alte aspecte. Astfel, odată cu creșterea lui λ ($\lambda > 1$) se mărește durata de ardere deoarece se extinde zona de reacție din flacăra turbulentă, ceea ce intensifică fenomenul de ardere întârziată și reduce viteza de degajare a căldurii de reacție în faza arderii rapide. Presiunea maximă din ciclu va scădea, odată cu ea va scădea și randamentul termic η_t , tendință care este însă contracarată, până la limita $\lambda = \lambda_{ec}$, prin diminuarea substanțială a arderii incomplete; global, η_t se va îmbunătăți deci în domeniul amestecurilor sărace până la limita enunțată, $\lambda = \lambda_{ec}$. Ulterior, la creșterea în continuare a lui λ , efectul de reducere a temperaturii maxime, menționat anterior, devine predominant, acționând direct asupra lui η_t și producând reducerea lui η_t .

În plus, odată cu sărăcirea amestecului se mărește proporția de gaze biatomice din gazele arse; este vorba de azot și de oxigen, care au o căldură specifică mai mică. Din acest motiv, pierderile de căldură prin gazele evacuate se vor reduce corespunzător, iar temperaturile maxime din ciclu cresc. Acest lucru constituie o premisă clară de ameliorare a randamentului termic al ciclului, aspect confirmat și de cunoscuta relație:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (9.3)$$

în care, ținând seama de legea de variație a exponentului adiabatic:

$$k = 1 + \frac{8,314}{c_v}, \quad (9.4)$$

valoarea medie a acestuia crește la sărăcirea amestecului, deoarece căldura specifică c_v , se micșorează odată cu mărirea cantității de aer din amestec.

Toate aceste aspecte, determinante în ameliorarea randamentului motorului, acționează benefic în cazul formării amestecului prin injecție de benzină când condițiile de realizare și calitatea amestecului sunt net superioare carburăției. Astfel, amestecul este mai omogen, diminuându-se considerabil fluctuațiile locale, ceea ce conduce la realizarea unor valori λ_{ec} mai ridicate. În acest mod se reduce și fenomenul de ardere incompletă, cu consecințele favorabile asupra lui η_t , expuse mai sus, obținându-se simultan îmbunătățirea randamentului termic pe baza creșterii valorii exponentului adiabatic la funcționarea cu un amestec mai sărac, aspect la care contribuie bineînțeles și micșorarea pierderilor de căldură prin gazele evacuate.

Evident, aceste aspecte au pus în evidență oportunitatea funcționării motorului cu amestecuri foarte sărace, deziderat care la prima vedere întâmpină dificultăți generate de limita de inflamabilitate a amestecului precum și de

aparitia fenomenului de dispersie ciclica provocat de instabilitatea aprinderii și arderii acestor amestecuri. Această problemă, a arderii amestecurilor sărace, va fi însă tratată într-un capitol ulterior al lucrării.

Un alt parametru care se modifică cu dozajul este viteza de reacție a combustibilului. Maximul valorii acestei viteze se atinge în domeniul amestecurilor bogate conducând, așa cum se ilustrează în **fig. 9.11 a, b**, la atingerea, în cadrul ciclului motor a presiunii indicate maxime [2]. Dependența acestor două mărimi este determinată în special de intensificarea reacției chimice din flacăra turbulentă. În cazul dozajelor bogate, când viteza de reacție este mare, durata transformărilor chimice din flacăra turbulentă se reduce, conducând astfel la reducerea grosimii zonei de ardere din flacăra. Se poate considera că, prin reducerea acestei grosimi a zonei de ardere odată cu îmbogățirea amestecului, în faza finală a arderii când frontul de ardere ajunge la perete, rămâne mai puțin combustibil care va arde, degajându-se și puțină căldură. Căldura, degajată majoritar în faza arderii rapide, în jurul PMI, în condiții de variație minimă a volumului, conduce la obținerea unui nivel mai mare al presiunii maxime din ciclu. Presiunea maximă mai ridicată este determinată, în același timp, într-o pondere mai redusă însă și de fenomenul dilatației molare care apare la îmbogățirea amestecului.

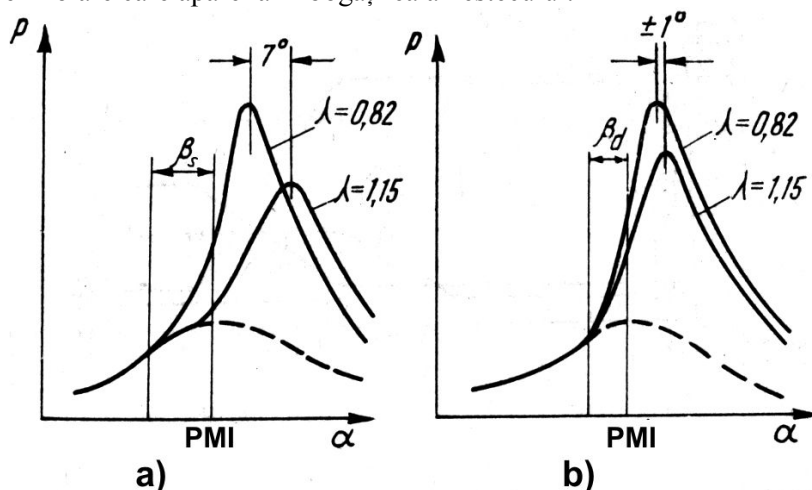


Fig. 9.11 Influența calității amestecului și a momentului declanșării scânteii asupra variației presiunii în perioada arderii

Evident, la îmbogățirea în continuare a amestecului, dincolo de valoarea $\lambda = \lambda_p$, presiunea medie indicată începe să scadă, aspectul arderii incomplete devenind predominant.

Amestecul mai omogen obținut mai ales în cazul injectiei directe necesită o valoare λ_p mai are decât în cazul carburăției, arderea incompletă se diminuează iar valoarea p_{imax} crește, îmbunătățindu-se performanțele de putere și consum ale motorului.

Aspectul generat de faptul că, în condițiile invariabilității celorlalți factori modificarea dozajului antrenează un maxim al economicității pentru amestecuri sărace, caracterizate prin λ_{ec} și un maxim al puterii pentru amestecuri bogate, caracterizate prin λ_p , este foarte important deoarece delimitează câmpul de variație utilă a lui λ . În această idee este normal ca motorul cu aprindere cu scânteie să funcționeze cu economicitate maximă la doze apropiate de λ_{ec} . Pe de altă parte însă, având în vedere criteriile de utilizare a materialului, este în același timp rațional ca la aceeași putere litrajul motorului să fie minim. Deoarece capacitatea cilindrică este:

$$V_t = \frac{300 \cdot P_e \cdot \tau}{n} \cdot \frac{1}{p_e}, \quad (9.5)$$

unde P_e este puterea efectivă a motorului în [kW], τ numărul de timpi, n turația motorului în [rpm] și p_e presiunea medie efectivă în [daN/cm²], rezultă că, pentru un motor de putere dată, la o turație determinată, litrajul este invers proporțional cu presiunea medie efectivă, p_e . Se observă că litrajul minim se va obține, în acest caz, pentru p_{emax} , adică proiectând motorul pentru $\lambda = \lambda_p$. În realitate, ținând seama că un motor de automobil funcționează rar la puterea maximă, el se proiectează în condiția $\lambda \cong \lambda_p$ pentru realizarea dimensiunilor minime, dar în regimurile de funcționare cele mai frecvente, dezvoltate în 60 ..., 80% din perioada de exploatare a motorului, amestecul se reglează pentru $\lambda = \lambda_{ec}$. Deși carburatoarele motoarelor de automobil au fost prevăzute cu dispozitive care asigură reglajul economic sau de putere al amestecului, în funcție de regimul de lucru, cel mai bine răspund acestor deziderate sistemele moderne de injecție a benzinei. Dozarea foarte precisă a amestecului și timpii de răspuns reduși, caracteristici sistemelor de injecție, asigură mult mai eficient decât carburatoarele și realizarea regimurilor tranzitorii; de pildă, o îmbogățire rapidă a amestecului, până la dozajul de putere λ_p , atunci când pentru perioade scurte de timp se impune o creștere a puterii ce nu poate fi realizată pe altă cale (de exemplu prin creșterea turației). În timp ce la carburatie, în regim de economicitate avansată, puterea motorului scade cu circa 7-12% față de puterea maximă, în regim de putere maximă economicitatea este substanțial compromisă reducându-se cu 12-22% față de regimul anterior; aceste intervale de variație sunt practic înjumătățite la alimentarea motorului prin injecție de benzină [2].

Dozarea precisă a amestecului, corelată cu o serie întreagă de factori suplimentari, impune fără rezerve alimentarea prin injecție de benzină, ceea ce asigură încă din faza de proces, la nivelul cilindrului motorului, limitarea unor efecte nedorite. Astfel, sărăcirea exagerată a amestecului în scopul reducerii consumului de combustibil, în cazul carburatiei, când nu există un control riguros al dozajului, conduce la uzuri pronunțate ale motorului deoarece, crescând durata de ardere, flacăra care vine în contact prelungit cu pelicula de

ulei de pe oglinda cilindrului arde filmul de ulei și compromite ungerea. În plus, durata crescândă a arderii ridică nivelul regimului termic al motorului deoarece crește temperatura gazelor de evacuare.

Pe de altă parte, calitatea amestecului afectează arderea cu detonație. Modificând doar calitatea amestecului, ceilalți factori rămânând constanți, se observă că intensitatea maximă a detonației apare în preajma amestecurilor de putere deoarece, la aceste valori la care $\lambda = \lambda_p$ se atinge viteza de reacție cea mai mare, presiunea maximă din ciclu cea mai înaltă și în același tip gradul de comprimare a amestecului din zona finală cel mai ridicat. În cazul carburăției, unde nu există o limitare a funcționării motorului în regim detonant, îmbogățirea amestecului în anumite limite are ca rezultat micșorarea intensității detonației deoarece, în condiții de exploatare intervin efecte suplimentare și anume, pe de o parte răcirea intensă a amestecului inițial prin vaporizarea unei cantități suplimentare de combustibil, iar pe de altă parte, datorită aceluiași mecanism, micșorarea regimului termic al motorului. Metoda în sine este obiectabilă prin prisma consumului de combustibil și a emisiilor poluante. Mai mult, dozajele apropiate de cel de putere maximă au cea mai mare tendință la aprinderi secundare.

9.5. Optimizarea raportului de comprimare la motorul cu aprindere prin scânteie

Majorarea raportului de comprimare, ϵ , constituie, după cum bine se cunoaște, calea primordială de ameliorare a randamentului motoarelor cu aprindere prin scânteie.

La nivelul ciclului real, raportul de comprimare acționează de fapt majoritar prin influența pe care o exercită asupra fazelor procesului de ardere. Astfel, pentru un avans la aprindere constant, durata fazei inițiale se reduce odată cu mărirea raportului de comprimare.

Creșterea presiunii după cunoscuta lege ,

$$p_c = p_a \epsilon^{n_{cm}} \quad (9.6)$$

unde: p_a și p_c sunt presiunile la începutul, respectiv la sfârșitul comprimării, iar n_{cm} reprezintă valoarea medie a exponentului politropic de comprimare ($n_{cm} > 1$), mărește viteza de reacție, diminuând durata fazei inițiale.

Pe de altă parte, mărirea raportului de comprimare conduce simultan și la o creștere de temperatură; aceasta influențează faza inițială a procesului de ardere în mod contradictoriu. Pe de o parte, întocmai ca și presiunea, prin efectul avut asupra vitezei de reacție tinde să scurteze durata fazei inițiale, pe de altă parte tinde să o mărească, prin amortizarea pulsațiilor turbulente. Deoarece însă:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_{cm}^{-1}}, \quad (9.7)$$

unde: T_a , T_c sunt temperaturile la începutul, respectiv la sfârșitul comprimării, creșterea temperaturii este mai redusă decât a presiunii. Este posibil, din acest motiv, aspect confirmat și experimental, ca efectul predominant să fie cel al presiunii.

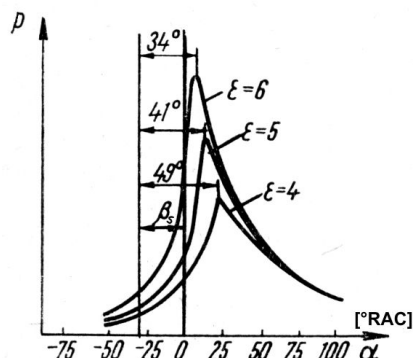


Fig. 9.12 Influența raportului de comprimare asupra fazei principale de ardere

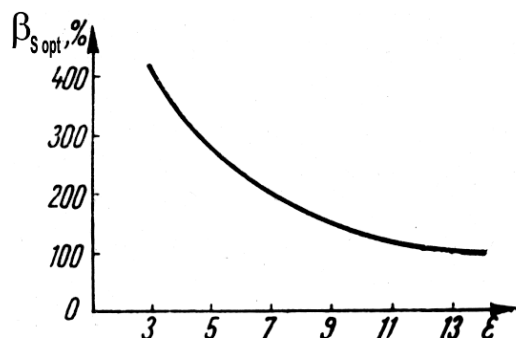


Fig. 9.13 Variația avansului optim la aprindere în funcție de raportul de comprimare

La nivelul fazei principale de ardere se constată că în condițiile aceluiași avans la aprindere ($\beta_s = \text{constant}$), apare o retragere a ei către PMI, odată cu creșterea raportului de comprimare, tocmai datorită reducerii duratei fazei inițiale. Acest aspect, pus în evidență în **fig. 9.12**, indică de fapt o deplasare a fazei principale într-o zonă de turbulență din ce în ce mai intensă odată cu mărirea lui ε , ceea ce determină în mod clar reducerea duratei ei, datorită intensificării vitezei de propagare. Pentru ca punctul de desprindere să rămână constant pe ciclu și în același timp faza principală să nu fie retrasă exagerat în raport cu PMI, la mărirea lui ε avansul optim trebuie să scadă după o variație sugerată în **fig. 9.13**. Se constată în același timp că, odată cu mărirea raportului de comprimare apare o creștere a nivelului presiunilor maxime din ciclu. Dacă avansul la aprindere este constant, acest lucru se explică pe de o parte prin ridicarea generală a nivelului de presiuni, iar pe de altă parte prin aceea că faza principală de ardere, așa cum s-a arătat, se retrage progresiv din destindere în jurul punctului mort interior.

Creșterea lui ε oferă, în egală măsură, o cale de intensificare a transformărilor chimice din zona de ardere. Influența asupra cineticii reacțiilor chimice conduce la modificarea adâncimii zonei de ardere și a duratei fazei finale. În final, întreaga durată a arderii se micșorează, ceea ce constituie principala cauză a îmbunătățirii randamentului indicat la creșterea lui ε .

9.6. Fenomene de ardere anormală în motorul cu aprindere prin scânteie

Mărirea, în continuare, a raportului volumetric de comprimare, ϵ , antrenează o intensificare a unui fenomen de ardere anormală, cunoscut sub numele de detonație. În acest caz, în primul rând, crește regimul de presiuni și temperaturi aplicat amestecului din zona finală. Manifestările detonației pot fi grupate în mod clasic în următoarea manieră, expusă în cele ce urmează [2, 17, 45].

- Diminuarea puterii indicate a motorului; ea se manifestă progresiv, din momentul apariției detonației, de la o valoare limită a excesului de aer, $\lambda = \lambda_{det}$, pe măsura intensificării fenomenului. De remarcat că la o intensitate redusă a detonației reducerea puterii motorului poate ajunge la 10 – 20% din valoarea dezvoltată la funcționarea normală.

- Micșorarea randamentului indicat; poate conduce în cazul unei intensități a detonației relativ redusă la creșteri ale consumului specific de 10–20%.

- Reducerea temperaturii gazelor evacuate; aceste prime trei manifestări sunt sugerate în **fig. 9.14 a, b, c**.

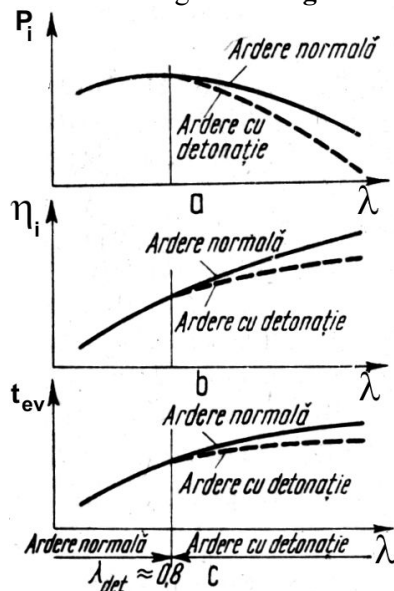


Fig. 9.14 Modificarea unor parametri ai motorului la apariția detonației

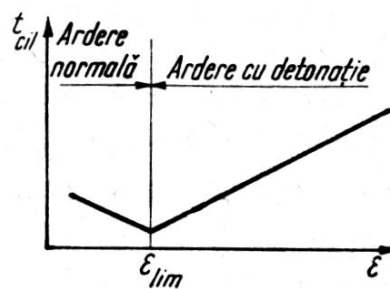


Fig. 9.15 Variația temperaturii cilindrului în cazul arderii normale și detonante

- Ca o consecință directă a primelor două manifestări apare o creștere a cantității de căldură cedate lichidului de răcire.

- Apariția, în unele cazuri, a fumului negru în gazele de evacuare.

- Supraîncălzirea motorului, produsă atât de evacuarea prin lichidul de răcire a unei cantități suplimentare de căldură cât și de temperaturile mai ridicate din gazele de ardere. **Figura 9.15** indică modificarea temperaturii cilindrului motorului la creșterea raportului de comprimare peste valoarea limită la care apare detonația ($\epsilon > \epsilon_{lim}$). Temperatura cilindrului crește ca urmare a solicitărilor termice suplimentare la care este supus. În același timp apare o încălzire suplimentară a supapelor, electrozilor bujiei și mai ales a capului pistonului.

- Funcționarea brutală, trepidantă a motorului.
 - Apariția unui zgomot metalic caracteristic, însoțită de o intensificare a vibrațiilor motorului. Astfel, în **fig.9.16 a** se arată oscilograma vibrațiilor pereților cilindrului în cazul arderii normale în timp ce în **fig.9.16 b**, apare oscilograma vibrațiilor pereților cilindrului în situația arderii cu detonație. Se remarcă creșterea considerabilă a amplitudinii vibrațiilor, în timp ce frecvența se mărește de la circa 4000 [Hz] până la 6000 [Hz].

- Durabilitatea redusă a motorului, consecință a celor arătate la punctele anterioare. **Fig. 9.17** pune în evidență, comparativ, aspectul uzurii pe lungimea cilindrului, în situația funcționării fără și cu detonație. Se poate observa la partea superioară a cilindrului o uzură mult mai pronunțată în cazul funcționării detonante. Pe de altă parte, supraîncălzirea pistonului poate duce la arderea unei părți din el sau chiar la spargerea lui, așa cum se sugerează în **fig. 9.18**. Vibrațiile de mare frecvență inițiate de detonație pot produce fisurarea izolatorului bujiei, însoțite de oscilații puternice de încovoiere a electrodului de masă, ajungându-se chiar la ruperea lui. O uzură suplimentară apare, de asemenea, la nivelul cuzinețelor.

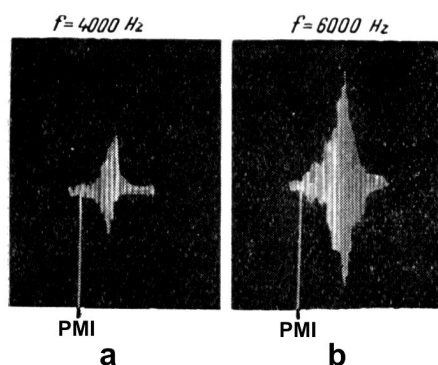


Fig. 9.16 Oscilograma vibrațiilor pereților cilindrului: *a* – ardere normală; *b* – ardere cu detonație

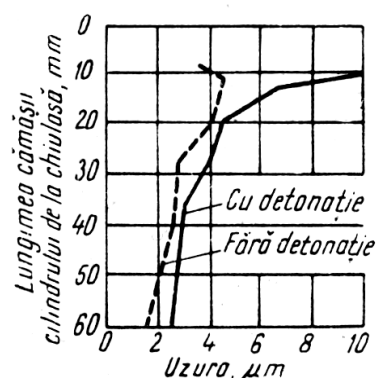


Fig. 9.17 Variația uzurii cilindrului în funcție de natura arderii

Față de arderea normală, care este inițiată de o scânteie electrică comandată și în care frontul de aprindere traversează camera de ardere progresiv, cu o viteză moderată, în motoarele cu aprindere prin scânteie pot apărea frecvent, în mod înlănțuit ambele forme de ardere anormală, adică arderea secundară și arderea cu

detonație.

Acest al doilea tip de ardere anormală, numit ardere inițiată de aprinderi secundare, constă în formarea unui sau mai multor fronturi de aprindere, prin aprinderea amestecului de la orice altă sursă de aprindere decât scânteia electrică și care se propagă cu viteze moderate.



Fig. 9.18 Spargerea pistonului în cazul arderii detonante

Spre deosebire de această primă formă de ardere anormală, detonația este generată de autoaprinderea ultimei părți din încărcătura proaspătă, înainte ca frontul de aprindere să fi avut timpul necesar să parcurgă în întregime camera de ardere. Arderea cu aprinderi secundare se poate transforma cu ușurință într-o ardere detonantă, fenomenul căpătând astfel amploare mai mare. Dintre aceste două forme detonația este mai importantă și mai periculoasă. Fenomenul detonației implică două laturi fundamentale, confirmate de experimentările cercetătorilor; este vorba de latura chimică determinată de mecanismele de autoaprindere a amestecului inițial din fața frontului de aprindere și de latura fizică care constă din propagarea unor puternice oscilații de presiune. Se consideră că aspectul chimic este preponderent în desfășurarea fenomenului. Detonația apare la o presiune și o temperatură înalte, spre finele procesului de ardere și este fără îndoială rezultatul creșterii excesiv de rapide a vitezei de reacție.

Zona finală a amestecului se caracterizează prin prezența unor puternice transformări chimice. Prezența unor substanțe chimice de tipul peroxizilor și aldehydelor în zona detonării indică un fenomen chimic, datorat proceselor specifice de oxidare din fața frontului de aprindere.

Procesul de oxidare ce are loc în amestecul final, numit și *end-gas* și care conduce la detonație, comportă mai multe faze. Numărul fazelor depinde de structura hidrocarburilor și de condițiile experimentale. De exemplu, hidrocarburile *parafinice saturate* pot să prezinte în general patru faze de ardere. Astfel, pentru heptan normal și aer aceste faze sunt următoarele:

- Faza de preflacără rece;
- Faza de flacără rece;
- Faza de flacără albastră;
- Faza de flacără normală (autoaprinderea propriu-zisă)

Autoaprinderea rapidă a *end-gas*-ului, este anticipată printr-o serie de reacții chimice rapide, care precedă frontul de flacără, numite și reacții de preardere și care pot cuprinde între una și patru faze.

S-a constatat acumularea unei concentrații de peroxizi organici, care determină descompunerea lor explozivă, cu apariția flăcării reci. Consecința este o ușoară creștere de presiune în cilindrul motorului, ca rezultat al efectului termic al reacțiilor de oxidare și al efectului molar. Zona transformărilor profunde a hidrocarburilor este faza următoare reprezentată de flacăra albastră.

Ultima fază a procesului, pusă în evidență prin fotoînregistrări, constă în apariția nucleelor de flacără caldă.

Autoaprinderea din zona amestecului final reprezintă de fapt, așa cum se remarcă, un proces de autoaprindere polistadială la temperaturi joase datorat acumulării unei concentrații critice de peroxizi organici ce determină descompunerea lor explozivă cu apariția flăcării reci.

Analizând aspectul chimic al detonației s-a constatat că neomogenitatea termică, dar mai ales chimică, în unul sau mai multe puncte succesive, creează condiții favorabile pentru apariția unui nucleu de flacără rece în cadrul amestecului din zona finală; acest nucleu se propagă în restul amestecului inițial cu viteze de ordinul zecilor de [m/s], putându-l cuprinde în întregime. Aceeași pregătire termică și chimică inegală a diferitelor volume din amestec generează apariția unui nucleu de flacără albastră, nucleu care la rândul lui se propagă cu o viteză mărită față de cea a flăcării reci. Tot sub forma unui nucleu, în zona amestecului final apare și flacăra caldă; atunci când este vorba de o detonație mai puternică apar de fapt mai multe nuclee care, datorită pregătirii chimice prealabile, se răspândesc în amestecul inițial din fața frontului de aprindere cu viteze mult sporite.

Aceste viteze mari de propagare a flăcărilor polifazice sunt rezultatul unei accelerări chimice a flăcărilor, ca urmare a reacțiilor chimice prealabile din amestecul din zona finală.

Din punctul de vedere al laturii fizice a detonației, propagarea cu viteze foarte mari a flăcărilor din focarele de aprindere este, de fapt, o succesiune de autoaprinderi a unor volume învecinate de amestec. Această autoaprindere succesivă a unor importante volume învecinate de amestec, precum și destinderea lor, determină un dezechilibru local de presiune și constituie cauza apariției unei unde de șoc puternice care se propagă în amestecul din camera de ardere.

Când unda este suficient de intensă, la reflectarea ei la perete, temperatura și presiunea cresc mult. Fiind vorba de o reflexie fără schimbare de semn, amplitudinile undelor se adună. Datorită autoaprinderii amestecului în frontul unde, unda reflectată se transformă într-o undă de detonație. În acest front al unde transformările chimice ale amestecului se termină aproape complet.

În final, detonația în motorul cu aprindere prin scânteie apare în procesul chimic de aprindere polistadială la temperatură joasă a ultimei părți a amestecului, înainte ca flacăra să fi parcurs în întregime camera de ardere. Undele de șoc dau naștere la unde de detonație.

În mod logic, din punct de vedere al arderii, condiția evitării detonației se poate exprima printr-o relație temporală și anume, durata necesară autoaprinderii amestecului din zona finală trebuie să fie superioară duratei propagării frontului de aprindere.

În cazul arderii cu detonație, analizând diagrama indicată se constată că ea are o formă tipică, prezentând *trei particularități* distincte în raport cu diagrama

indicată în regim de ardere normală [2]. Astfel, pe **fig. 9.19** se pune în evidență în primul rând faptul că detonația, ca fenomen, se manifestă numai în ultima parte a procesului de ardere, creșterea puternică de presiune cu caracter violent apărând după punctul u .

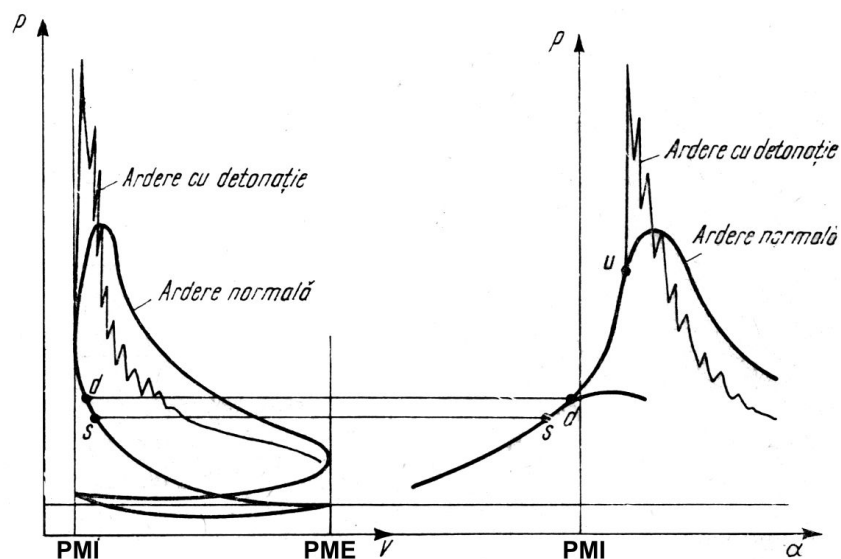


Fig. 9.19 Diagrama indicată și diagrama de ardere

În al doilea rând se constată că după atingerea valorii maxime, presiunea înregistrează inițial oscilații puternice, care apoi se amortizează progresiv, către finele cursei de destindere.

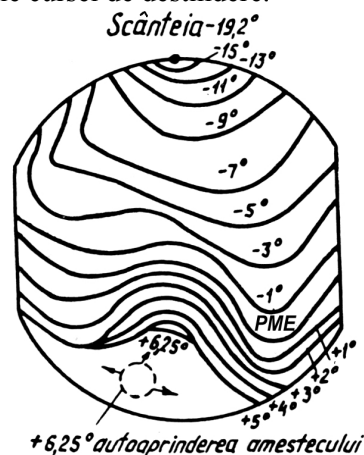


Fig. 9.20 Autoaprinderea amestecului la motorul cu aprindere prin scânteie

În **fig. 9.20** se prezintă zona în care amestecul arde cu detonație înaintea străbaterii sale de către frontul flăcării, sub acțiunea unei unde de șoc [10].

După cum se observă, la sfârșitul propagării normale a frontului flăcării în amestecul nears apare autoaprinderea care este și cauza directă a apariției unei unde de șoc. După această schemă, în momentul producerii autoaprinderii (+6,25[°RAC] după PMI), viteza frontului se micșorează brusc, ceea ce se explică prin acțiunea inversă (destinderea) a gazelor arse datorită

autoaprinderii, în care se produce o importantă cantitate de căldură în perioada prearderii.

Trebuie remarcat, în al treilea rând, că aria diagramei în cazul arderii cu detonație este mai redusă decât aria diagramei normale, ceea ce explică diminuarea lucrului mecanic indicat și în consecință a puterii indicate.

Arderea cu aprinderi secundare poate constitui în egală măsură un factor favorizant al apariției detonației. Astfel, în **fig. 9.21** [7] se prezintă câteva modele de propagare a flăcării la arderea cu aprinderi secundare (**b** și **c**) în comparație cu arderea normală (**a**). După cum se cunoaște, arderea cu aprinderi secundare poate îmbrăca două forme și anume, *arderea cu preaprinderi secundare* și *arderea cu postaprinderi secundare*.

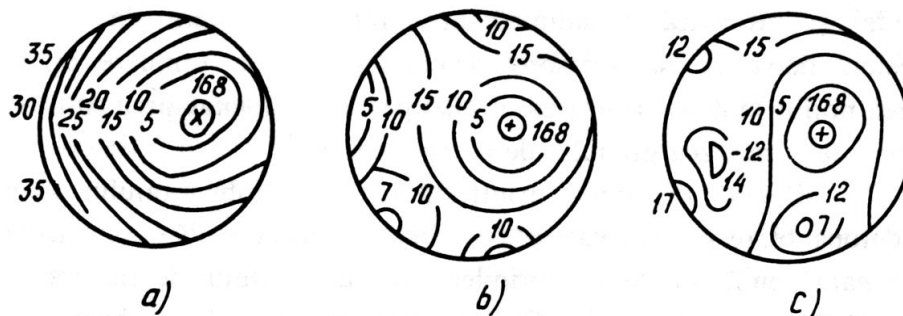


Fig. 9.21 Modele de propagare a flăcării la arderea normală în motorul cu aprindere prin scânteie (**a**) și la arderea cu aprinderi secundare (**b** și **c**)

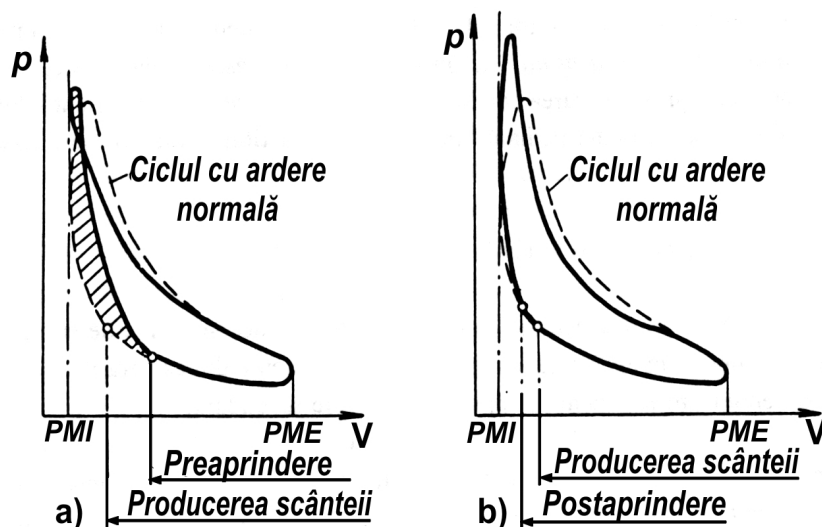


Fig. 9.22 Diagramele indicate în cazul preaprinderii (**a**) și postaprinderii (**b**)

De menționat că în cazul preaprinderii secundare apare o suprapunere parțială a procesului de ardere cu procesul de comprimare, ceea ce conduce la apariția unei bucle negative pe diagrama indicată, așa cum se prezintă în **fig. 9.22 a** consumându-se astfel pentru comprimarea amestecului un lucru mecanic suplimentar, proporțional cu suprafața hașurată. Pe de altă parte, în cazul postaprinderii secundare se poate ajunge la o creștere bruscă a presiunii, valorile maxime ale acesteia depășind limitele admise, aspect pus în evidență în **fig. 9.22 b**.

În același timp, trebuie menționat că postaprinderile devin mai frecvente la rapoarte mari de comprimare, apreciindu-se că arderea cu aprinderi secundare impune, la rândul ei limite maxime ale rapoartelor de comprimare mai severe însă decât arderea cu detonație. Aprinderile secundare sunt în principal provocate de temperaturile ridicate ale părților proeminente ale bujiei. Temperaturile acestor proeminențe trebuie să se afle în limitele 853-1123 [K] pentru a nu provoca nici aprinderi secundare și nici depuneri de calamină pe bujie [7].

9.7. Influența tipului și arhitecturii camerei de ardere asupra procesului de ardere în motorul cu aprindere prin scânteie

Stabilirea arhitecturii optime a camerei de ardere, corelată cu modul și locul de formare a amestecului în vederea obținerii unor performanțe cât mai bune, constituie în prezent o problemă importantă pentru care există instrumente de abordare.

Pentru a diminua pierderile de căldură și simultan limitarea formării hidrocarburilor în interiorul camerei de ardere, suprafața acesteia, s , trebuie să fie cât mai redusă în raport cu volumul său, v . Tocmai din acest motiv, cel mai sugestiv criteriu de apreciere a camerelor de ardere, din punct de vedere geometric, este compactitatea acestora, exprimată prin factorul de compactitate, notat cu Θ și definit astfel:

$$\Theta = \left(\frac{s}{v} \right)^{-1} \quad (9.8)$$

Dacă raportul s/v scade (se reduce suprafața unității de volum), compactitatea camerei crește, acest aspect fiind marcat de valoarea Θ .

În realitate, noțiunea de compactitate a camerei de ardere este ceva mai largă. Prin compactitate trebuie să se înțeleagă atât forma în care se prezintă volumul masei principale de amestec cât și poziția acesteia față de locul în care se produce aprinderea, adică față de locul unde este amplasată bujia [2, 4, 8, 18, 19].

Valoarea crescută a compactității, exprimată printr-o valoare mare a factorului de compactitate, atrage arderea cu viteză foarte mare a majorității

amestecului (peste 90%). La acest lucru contribuie și poziția cât mai apropiată a punctului de aprindere de centrul de greutate al volumului ocupat de masa principală de amestec [5].

În **fig. 9.23** se prezintă, în mod sugestiv, variația raportului s/v în cazul mai multor tipuri de camere de ardere, pentru alezajul de 100 mm și raport de comprimare $\varepsilon = 9$.

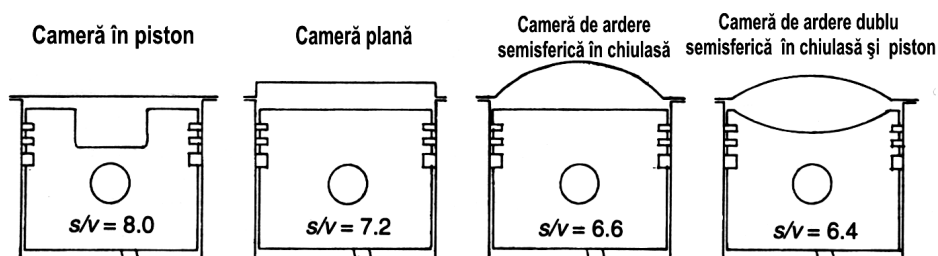


Fig. 9.23 Influența tipului camerei de ardere asupra compactității

Camera de ardere cu cea mai redusă suprafață pentru un volum dat este camera cu configurație sferică.

Din acest punct de vedere, camera ideală ar fi o sferă cu aprindere în centrul său deoarece, după cum se cunoaște, pentru un volum dat sfera are cea mai mică suprafață iar aprinderea în centrul său asigură drumurile cele mai scurte de propagare a frontului de ardere, pe toate direcțiile. Constructiv însă, realizarea camerei sferice cu aprindere centrală pune o serie de probleme. În plus, camera sferică nu răspunde foarte bine altor deziderate, relativ la mersul liniștit al motorului, la generarea unui grad ridicat de turbulență sau la emisia unei cantități reduse de hidrocarburi.

Camerele de ardere emisferice cu amplasare centrală a bujiilor au debutat mai ales la motoarele automobilelor sport, permițând utilizarea unor rapoarte de comprimare mai mari și ca atare presiuni medii efective mai ridicate.

Poziția punctului de aprindere poate fi precizată prin mărimea distanței care îl separă de centrul de greutate a volumului principal al camerei. Această distanță, notată cu litera a pe **fig. 9.24**, se numește *abaterea bujiei*. Evident, la camera sferică cu aprindere centrică, $a = 0$. În vederea comparării, din acest punct de vedere, a diferitelor tipuri de camere de ardere, se utilizează valoarea relativă a distanței a , obținută prin raportare la valoarea alezajului, D :

$$\mathcal{A} = \frac{a}{D}, \quad (9.9)$$

Raportarea la alezajul D , se explică prin aceea că, abaterea maximă posibilă, a , poate fi $D/2$, adică: $a \leq \frac{D}{2}$, deci în final, $\mathcal{A} \leq 0,5$.

Influența compactității și a *abaterii bujiei* asupra duratei propagării frontului de ardere, τ_{fa} și deci și asupra economicității motorului poate fi exprimată [4], în mod simplificat, prin următoarea dependență:

$$\tau_{fa} = k_1 + \frac{k_2}{c} + k_3 A, \quad (9.10)$$

în care k_1, k_2, k_3 sunt constante determinate experimental.

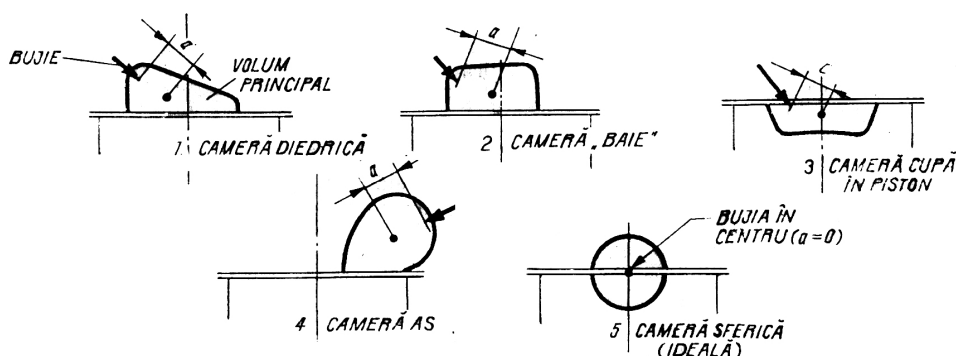


Fig. 9.24 Abaterea bujiei pentru diferite tipuri de camere de ardere

Variația duratei arderii în funcție de factorul de compactitate Θ se poate urmări în fig. 9.25.

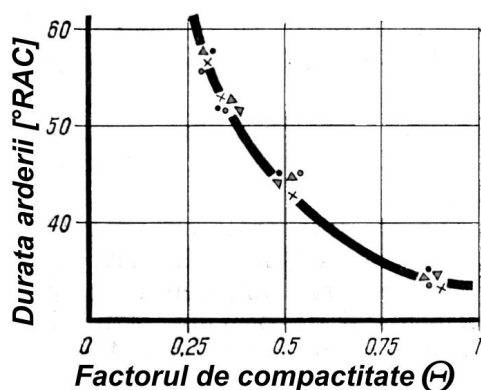


Fig. 9.25 Variația duratei arderii în funcție de compactitatea camerei

frontului de aprindere, reiese că durata propagării este cu atât mai redusă cu cât drumul parcurs de flacără este mai mic, deci camera de ardere mai compactă, iar viteza medie de propagare a flăcării mai mare.

Forma geometrică a camerei de ardere are o influență importantă asupra procesului de ardere și din alte considerente. Forma geometrică, denumită uzual, așa cum se cunoaște, arhitectura camerei de ardere, este dictată și de poziția supapelor. În cadrul unui amestec perfectat, arhitectura camerei de ardere influențează durata propagării frontului de aprindere (τ_{fa}). Deoarece $\tau_{fa} = L/w_{fa}$ [2], în care L este distanța maximă de la bujie până la peretele opus camerei de ardere, iar w_{fa} viteza medie a

În cazul injectiei de benzină, mai ales la injectia directă, datorită condițiilor mai bune de formare și de distribuire a amestecului în interiorul camerei de ardere, gradul în care acesta este cuprins de frontul de aprindere la deplasarea lui, este net superior altor situații. De astfel, acest aspect se corelează și cu tipul și forma camerei de ardere, constituind o caracteristică a acesteia. Astfel, o măsură a volumului de amestec cuprins de frontul de aprindere după un anumit drum parcurs, o constituie variația ariei suprafeței frontului de aprindere A_{fa} , în raport cu drumul parcurs L . Din acest motiv, funcția $A_{fa} = f(L)$ se numește **caracteristica camerei de ardere**. Ea influențează legea de degajare a căldurii și în final legea de variație a presiunii pe durata fazei principale de ardere [2].

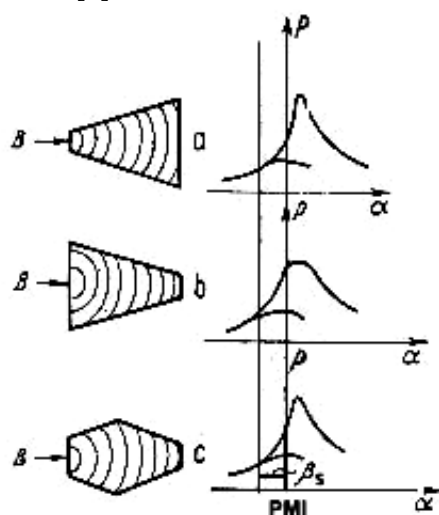


Fig. 9.26 Influența camerei de ardere asupra vitezei de creștere a presiunii

scade treptat, ajungând la valori mici spre finele propagării când volumul de amestec cuprins de flacără este foarte mic. Cea de a treia variantă de cameră de ardere analizată, prin forma ei, combină efectele precedente, conducând la o lege intermediară de variație a presiunii.

Compactitatea camerei de ardere depinde atât de forma camerei de ardere cât și de poziția bujiei. În ipoteza simplificatoare că suprafața frontului de ardere este sferică, cu centrul în electrozii bujiei, în **fig. 9.27 a, b** se sugerează influența poziției bujiei asupra suprafeței frontului de aprindere F și a drumului parcurs de acesta. Se observă că cea mai avantajoasă poziție a bujiei este în centrul camerei de ardere (**a**), în timp ce poziția periferică (**b**) practic dublează drumul pe care îl străbate frontul de aprindere. Evident, numărul punctelor de aprindere poate avea o influență favorabilă asupra duratei propagării flăcării și implicit asupra duratei arderii și vitezei de creștere a presiunii. Situația dublei aprinderi,

În **fig. 9.26** se diferențiază influența volumelor de amestec inițial cuprinse de frontul de aprindere în timpul propagării asupra vitezei de creștere a presiunii, **B** fiind poziția bujiei. În prima situație (**a**), datorită formei camerei de ardere, volumul de amestec inițial crește treptat, pe măsura propagării flăcării. Corespunzător, în diagrama $p - \alpha$ se observă că viteza de creștere a presiunii se amplifică ajungând la valori importante spre sfârșitul propagării. Pentru a doua formă de cameră de ardere (**b**), presiunea crește brusc la începutul arderii vizibile, deoarece suprafața frontului de aprindere se mărește rapid; pe măsură ce dimensiunile camerei se reduc, viteza de creștere a presiunii

prezentată în **fig. 9.27 c**, conduce, așa cum se remarcă, la o scurtare considerabilă a drumului parcurs de flacără și la o modificare a caracteristicii camerei de ardere. Utilizarea însă a mai mult de două bujii poziționate diametral opus nu este avantajoasă deoarece, prin plasarea lor periferică nu se mai poate obține o scurtare a drumului parcurs de flacără.

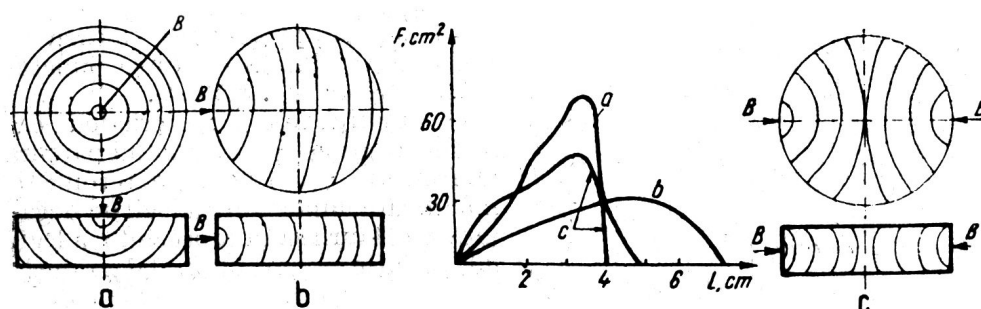


Fig. 9.27 Influența poziției bujiei asupra suprafeței frontului de aprindere și a drumului parcurs de acesta

Modificarea caracteristicii camerei de ardere și a drumului parcurs de frontul de aprindere conduce la o modificare substanțială a legii de degajare a căldurii și în consecință a legii de variație a presiunii din camera de ardere. Astfel, în **fig. 9.28** este prezentată, comparativ, variația acestei presiuni în faza principală a arderii, în situația dublei aprinderi (**a**) și a simplei aprinderi (**b**), pentru o cameră compactă, față de situația unei camere de ardere cu compactitate extrem de redusă (**c**). Constructiv, camera compactă în varianta semisferică se realizează ca în **fig. 9.29 a**, mai avantajoasă față de camera compactă plană din **fig. 9.29 b**, deoarece oferă posibilitatea unei măriti sensibile a diametrului supapelor, precum și creșterea diametrului lor în raport cu suprafața cilindrului. Ambele tipuri de camere de ardere sunt asociate cu succes soluțiilor de formare a amestecului prin injecție de benzină, conducând la rezultate foarte bune.

În **fig. 9.30** se prezintă o comparație între structura și evoluția frontului de aprindere în cazul aceleiași camere de ardere, prezentată succesiv cu simplă (**a**) și cu dublă aprindere (**b**). Se observă că în prima situație aprinderea începe cu un avans de 12 [°RAC] față de PMI, frontul de aprindere ajungând în centrul camerei de ardere după o durată de 18 [°RAC], adică la 6 [°RAC] după PMI; zona camerei de ardere opusă bujiei este atinsă de frontul de flacără după încă 24 [°RAC], în total după o durată de 36 [°RAC] de la declanșarea aprinderii. Evident, la sarcini parțiale durata arderii se prelungește considerabil, apărând cunoscutele efecte nedorite. Introducând în camera de ardere două bujii, poziționate de o parte și de alta a supapelor (cazul motoarelor *Alfa-Romeo Twin Spark*), distanța străbătută de fiecare front este practic înjumătățită (cazul

b). Pentru același regim de funcționare a motorului, evoluția frontului de aprindere demonstrează că arderea se epuizează la $18 [^{\circ}\text{RAC}]$, după PMI. Aceasta a permis reducerea avansului la aprindere de la $12 [^{\circ}\text{RAC}]$ la $8 [^{\circ}\text{RAC}]$, în condițiile în care durata arderii se menține inferioară celei din cazul aprinderii simple, adică $26 [^{\circ}\text{RAC}]$, față de $36 [^{\circ}\text{RAC}]$.

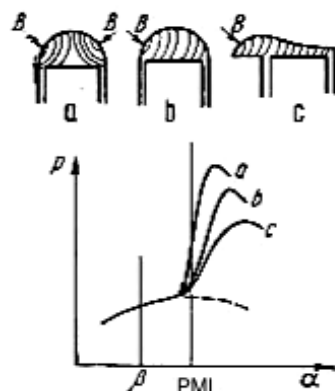


Fig. 9.28 Variația presiunii în camera de ardere în diverse situații

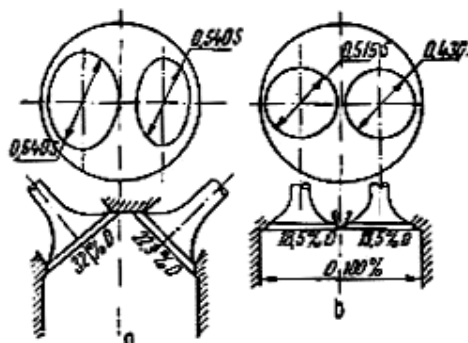


Fig. 9.29 Două tipuri de camere de ardere compacte

Dubla aprindere, asociată injectiei de benzină, reduce semnificativ dispersia ciclică, în special la sarcini reduse. Ea permite, de asemenea, suprapuneri mai mari ale deschiderii supapelor, fără creșterea emisiilor poluante mai ales la sarcini reduse și regim de mers în gol. În plus, reducerea avansului la aprindere conferă motorului un răspuns mai lin la schimbări de regim.

Pe de altă parte, utilizarea injectiei de benzină oferă condiții favorabile de intensificare a turbulenței din cilindru, ceea ce conduce în mod inevitabil la mărirea vitezei medii de propagare a frontului de aprindere, w_{fa} . Din acest punct de vedere sunt consacrate câteva soluții constructive cunoscute, prezentate în **fig. 9.31 a, b, c, d**.

Principiul acestor soluții constă în crearea, în interiorul camerei de ardere, a unui spațiu în care amestecul este mai puternic comprimat. Astfel, în cazul **a**, prin apropierea chiulasei de piston, se obține un prag de turbulență care generează o curgere de tip radial, către axa cilindrului a unei cantități de aer sau de încărcătură proaspătă. Această curgere radială, cunoscută sub numele de *squish*, fără să aibă în totalitate caracterul unei mișcări neorganizate, contribuie substanțial la perfectarea amestecului și în același timp la intensificarea gradului de amestecare a elementelor de volum din adâncimea zonei de ardere; în mod foarte probabil, efectul se modifică printr-o mărire a vitezei de ardere efectivă.

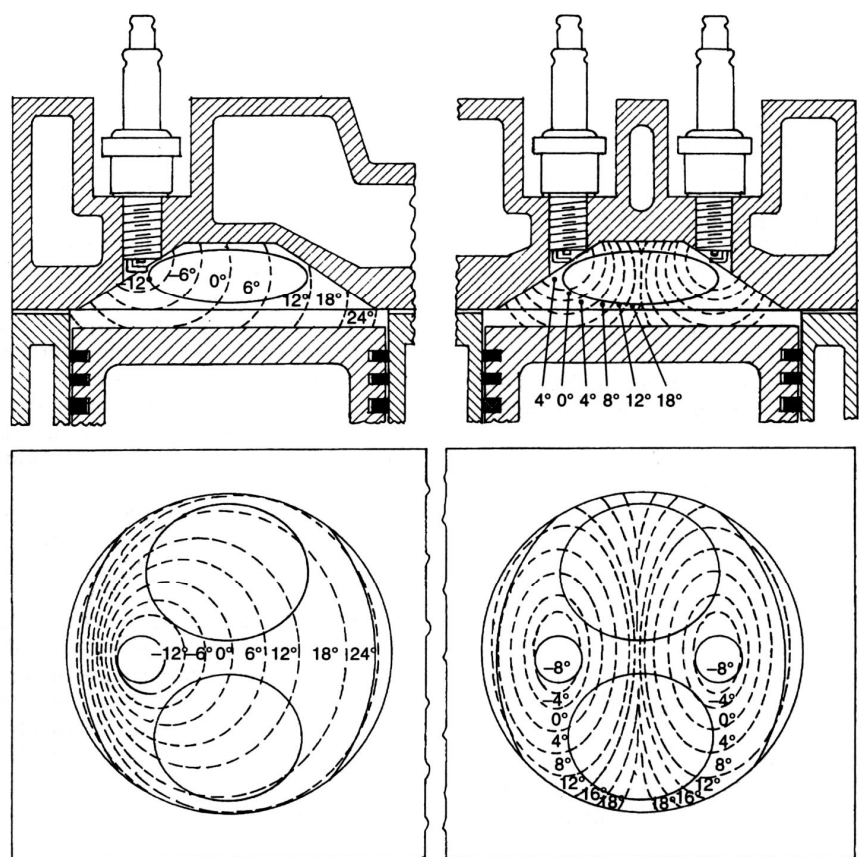


Fig. 9.30 Comparație între camera de ardere cu simplă și cu dublă aprindere

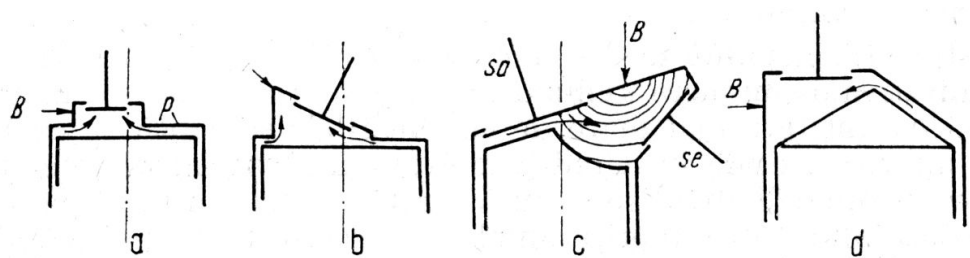


Fig. 9.31 Soluții constructive de intensificare a turbulenței din cilindru

Eficiența pragului de turbulență depinde de viteza de curgere din spațiul periferic al cilindrului spre partea centrală. Această viteză este, într-o primă aproximație, funcție de suprafața relativă a pragului și de jocul minim dintre piston și chiulasă.

Neglijând efectele dinamice ale gazului, frecările, jocurile segmentilor și transferul de căldură, viteza teoretică de *squish* poate fi determinată cu următoarea expresie:

$$\frac{w_{sq}}{w_p} = \frac{A_p}{b(z+c)} \left(1 - \frac{z+c}{C+z} \right) \quad (9.11)$$

în care A_p este aria suprafeței pragului de turbulență, b este lățimea pragului, w_p reprezintă viteza pistonului, iar factorul $C = \frac{z}{\varepsilon - 1}$, în conformitate cu notațiile din **fig. 9.32**, este evaluat la finele procesului de admisie [18].

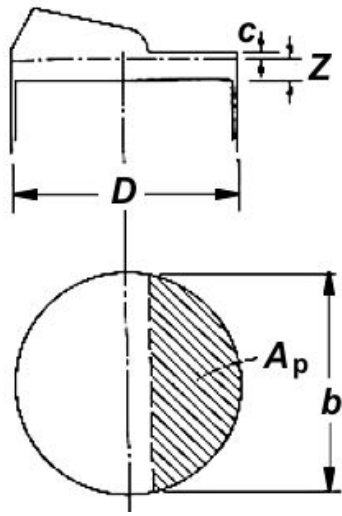


Fig. 9.32. Cameră de ardere cu prag de turbulență

Variația raportului $\frac{w_{sq}}{w_p}$ ($\overline{w_p}$ fiind viteza medie a pistonului), pentru diverse rapoarte $\frac{d}{D}$, în funcție de poziția pistonului apare în **fig. 9.33**. După cum se observă maximele sunt plasate în jurul valorii de 10 [°RAC], înainte de PMI. După PMI, valorile $w_{sq} < 0$.

Deoarece efectele scăpărilor de gaze la nivelul segmentilor precum și cel al transferului de căldură nu sunt totuși neglijabile se introduc corecții. Astfel, decrementul vitezei de *squish*, datorită pierderilor, este proporțional cu viteza medie a pistonului și cu următorul criteriu adimensional, după recomandările lui [18]:

$$N_L = A_{EG} \frac{1}{nV_s} \sqrt{\frac{l}{r}} \cdot \sqrt{k \cdot T_{sa}} \quad (9.12)$$

unde : A_{EG} este aria efectivă a pierderilor de gaze, n este turația motorului, V_s cilindreea unitară, l lungimea bielei, r raza manivelei, $k = c_p/c_v$, T_{sa} temperatura gazelor din cilindru la sfârșitul admisiei (închiderea supapei).

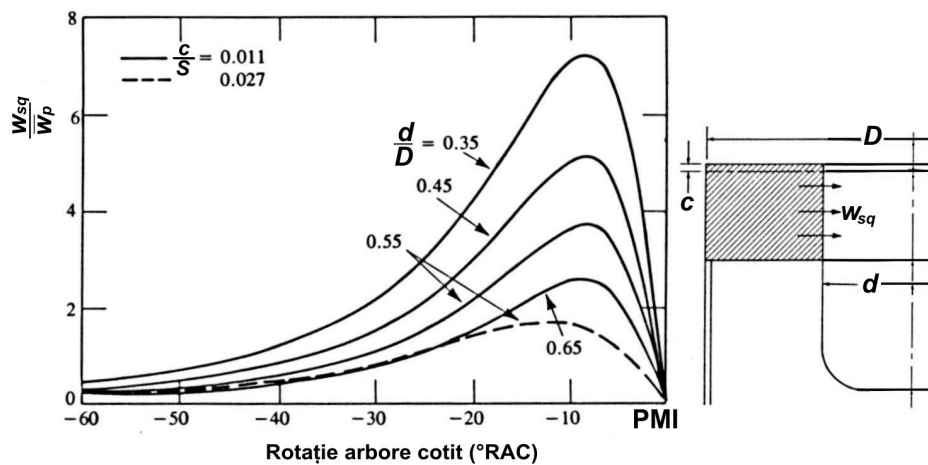


Fig. 9.33 Variația vitezei de squish prin raportare la viteza medie a pistonului în cazul camerei de ardere în piston

Decrementele raportului $\frac{w_{sqL}}{w_{sq}}$, unde w_{sqL} este viteza de squish consecință a pierderilor de gaze, pe de o parte și a raportului $\frac{w_{sqT}}{w_{sq}}$, unde w_{sqT} reprezintă viteza de squish datorită transferului de căldură, pe de altă parte, sunt prezentate în fig 9.34.

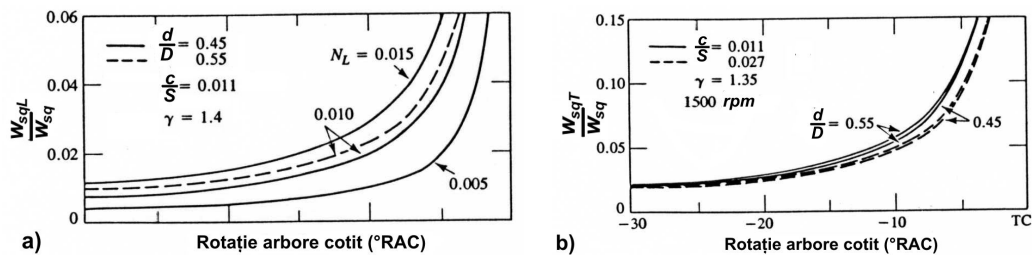


Fig. 9.34 Decrementele vitezelor de squish raportate, consecință a pierderilor de gaze și a transferului termic

Variația vitezei radiale de squish, în funcție de poziția pistonului pentru diverse valori ale interstițiului c , este redată în fig. 9.35.

Turbulența indusă de squish conduce însă, în același timp, atât la o perfectare a amestecului cât și la intensificarea transferului de căldură prin camera de ardere.

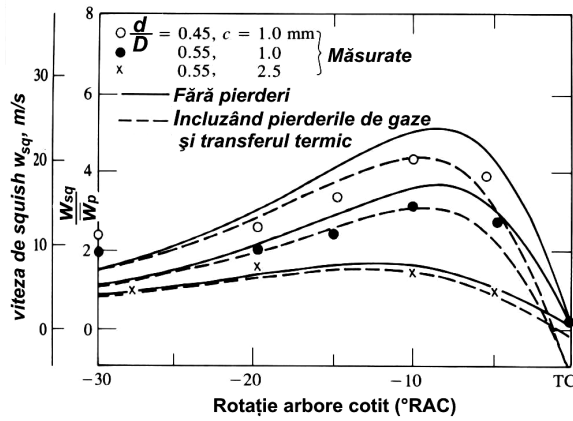


Fig. 9.35 Variația vitezei de squish pentru diverse valori ale interstiului c

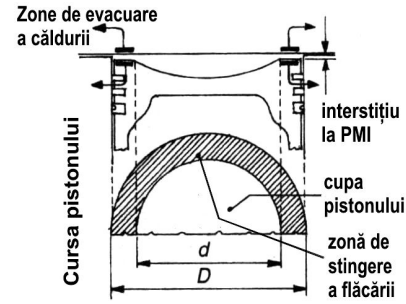


Fig. 9.36 Zona de stingere a flăcării

Mai precis, schimbul de căldură se efectuează prin zona de *squish* care devine zonă de stingere a flăcării, marcată pe **fig. 9.36** prin aria hașurată și definită, pe baza notațiilor din figură sub formă raportată astfel:

$$A_q = \frac{d^2}{D^2} 100\% \quad (9.13)$$

Un criteriu parțial de apreciere a gradului de turbulență poate fi constituit și de raportul dintre A_p și A , notat cu ψ .

$$\psi = \frac{A_p}{A} \quad (9.14)$$

unde: A_p este aria suprafeței pragului deja definită și A este aria suprafeței pistonului. Procentual, ψ este cuprins între 15% și 25%.

Pragul de turbulență se poate obține printr-o formă corespunzătoare a chiulasei (cazul **b**), sau printr-o profilare adecvată a pistonului (situațiile **c** și **d**) din **fig. 9.31**.

În cazul motoarelor cu injecție directă care prezintă o arhitectură a camerei de ardere organizată după una din schemele descrise, efectul de amestecare a elementelor de volum din adâncimea zonei de ardere este accentuat de suprapunerea, peste mișcarea de *squish*, a unei mișcări suplimentare generată de interacțiunea dintre piston și peretele cilindrului. În unghiul format între fața pistonului și peretele cilindrului, datorită mișcării pistonului, apare un anumit tip de curgere a gazelor, localizată în straturile limită, așa cum este sugerat în **fig. 9.37**.

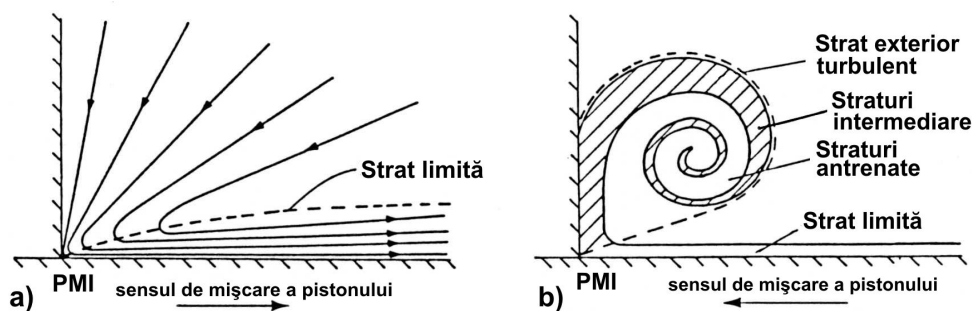


Fig. 9.37 Fenomene de curgere a gazelor între fața pistonului și peretele cilindrului

Astfel, pe durata cursei de admisie, când pistonul se depărtează de PMI, apare o *curgere de tip pelicular* (a), în timp ce la comprimare, când pistonul se apropie de PMI, în unghiul intern dintre fața pistonului și peretele cilindrului este generată o *mișcare turbionară* (b). Această mișcare turbionară este importantă nu numai datorită efectului favorabil asupra vitezei de ardere, dar și deoarece ea contribuie în mod foarte probabil la mecanismul de eliminare, pe durata cursei de evacuare, a hidrocarburilor acumulate în zona peretelui cilindrului. Mișcarea turbionară descrisă mai sus a fost studiată pe diferite modele de cilindri, folosind apa drept fluid de încercare; s-au pus astfel în evidență, în funcție de criteriul **Reynolds** tipic unui anumit regim de funcționare a motorului, curgeri de tip laminar, de tranziție sau turbulent. S-a stabilit că în cadrul acestei mișcări apare o curgere cvasistaționară, fiind valabilă următoarea dependență :

$$\frac{A_v}{S^2} = f\left(\frac{w_w S}{\nu}\right) \quad (9.15)$$

unde: A_v este aria cuprinsă de mișcarea turbionară (aria din interiorul liniei punctate în figura precedentă), S , cursa pistonului, w_w este viteza peretelui în modelul propus, fiind de fapt egală cu viteza pistonului (w_p), la nivelul motorului, ν este vâscozitatea cinematică, iar $\frac{w_w S}{\nu}$ este criteriul **Reynolds** (Re).

Pentru regimul laminar de curgere, printr-o aproximare satisfăcătoare, A_v se poate considera proporțională cu aria zonei de pe exteriorul vârtejului care egalează de fapt aria stratului limită; aceasta poate fi estimată pe baza considerațiilor din teoria stratului limită.

În cazul curgerii turbulente, variația acestei arii se consideră proporțională cu produsul dintre perimetrul exterior al vârtejului și diferența dintre viteza acestui turbion și aceea a fluidului staționar, diferență aproximată de fapt cu w_w . Relațiile definatorii, în funcție de regimul de curgere, se pot grupa astfel:

$$- \text{Re} \leq 2 \times 10^4 : \frac{A_v}{S^2} = \left(\frac{w_w S}{\nu} \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (9.16)$$

$$- \text{Re} \geq 2 \times 10^4 : \frac{A_v}{S^2} = 0,006 \quad (9.17)$$

Aceste dependențe corelate, funcție de valoarea criteriului **Re**, sunt ilustrate în **fig. 9.38**.

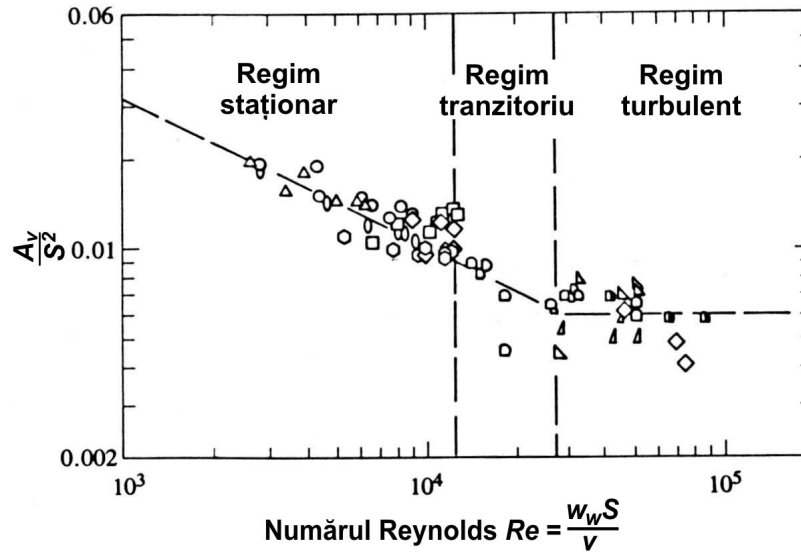
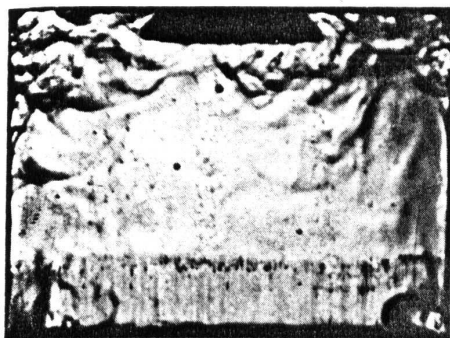


Fig. 9.38 Variația raportului A_v/S^2 în funcție de valoarea criteriul **Reynolds**

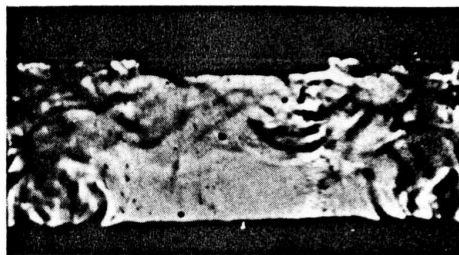
În realitate, coeficientul de vâscozitate cinematică, ν se modifică odată cu creșterea presiunii și temperaturii mai ales în decursul cursei de comprimare. Astfel, valorile semnificative, în cazul unui motor având cursa $S = 100$ [mm], care funcționează la turația de 1500 [rpm], sunt următoarele: viteza medie a pistonului, $\bar{w}_p = 5$ [m/s], valoarea medie a coeficientului de vâscozitate cinematică pe durata cursei de comprimare este $U = 1,2 \times 10^{-5}$ [m/s²], $\text{Re} = 4 \times 10^4$, $A_v/S^2 \approx 0,006$, iar diametrul turbionului, $d_v \approx 0,09S$.

Analizată prin intermediul tehnicii de fotografiere **Schlieren**, mișcarea turbionară din unghiul format de fața pistonului cu pereții cilindrului, la 60 [°RAC] și respectiv 20 [°RAC] înainte de PMI, este vizibilă în **fig. 9.39** [18]. Pentru pozițiile pistonului apropiate de PMI, se estimează diametrul turbionului, d_v , la circa 20% din alezajul motorului:

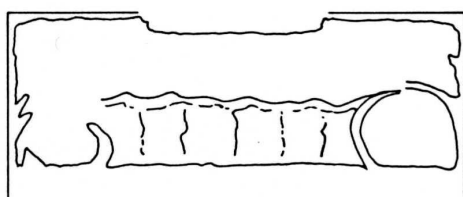
$$d_v \approx 0,2D \quad (9.18)$$



a) 60°RAC avans față de PMI



b) 20°RAC avans față de PMI



c)

Fig. 9.39 Mișcarea turbionară apărută în unghiul intern între fața pistonului și pereții cilindrului pusă în evidență prin fotografiere *Schlieren*

Îmbinând în mod armonios o serie de avantaje, cele mai răspândite camere rămân în continuare camerele de ardere tip *pană*, dispuse exclusiv în chiulasa motorului. În **fig. 9.40** se prezintă varianta firmei *Chrysler*, lansată încă cu mulți ani în urmă pe motorul **V8**. Curgerea gazelor prin supapă este sugerată pe schița din **fig. 9.41**. Înclinația părții superioare a camerei și peretelui ei lateral obligă încărcătura proaspătă să pătrundă în cilindru printr-o mișcare spiralată în jurul axei acesteia.

Camera de ardere circulară realizată în piston, soluție cu multiple avantaje chiar și de natură energetică, deosebit de bine asociată cu injecția directă de benzină, este de asemenea o idee mai veche ce aparține, se pare, firmei *Rover* [27]. Unul din avantajele majore, de natură constructivă, derivă din simplitatea chiulasei care are formă plană. Organizarea acestei soluții se arată în **fig. 9.42**. Zona de *squish* este zona circulară de pe marginea pistonului. Dispunerea verticală a supapelor pe un singur rând asigură o umplere și o evacuare mai bună a cilindrului, așa cum este sugerată în **fig. 9.43** [19].

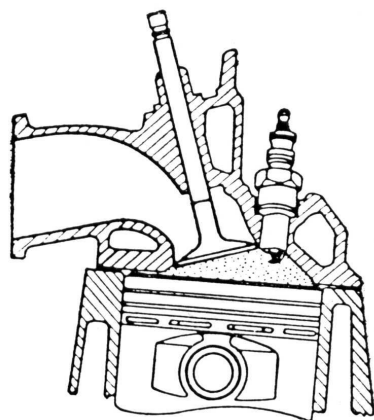
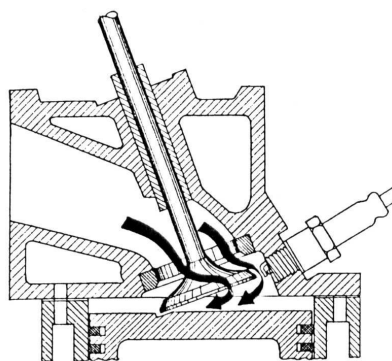


Fig. 9.40 Camera de ardere cu profil pană a motorului *Chrysler V8*



a)

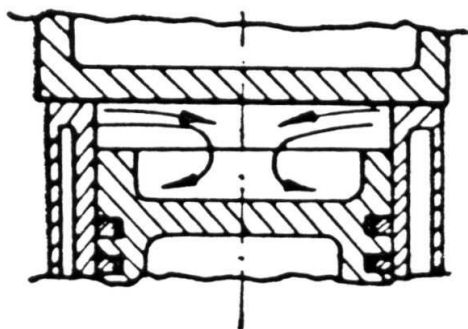
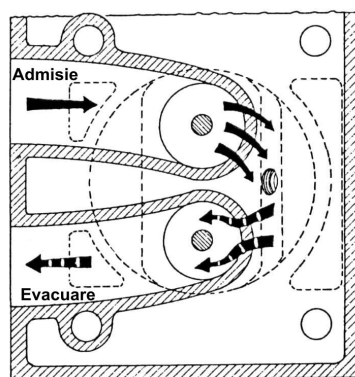
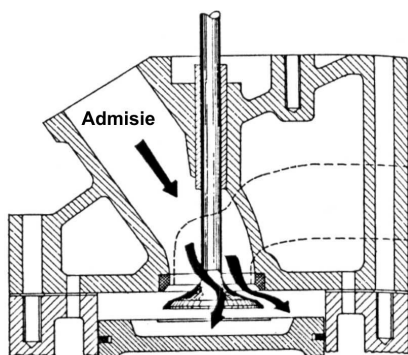


Fig. 9.42 Camera de ardere circulară în piston

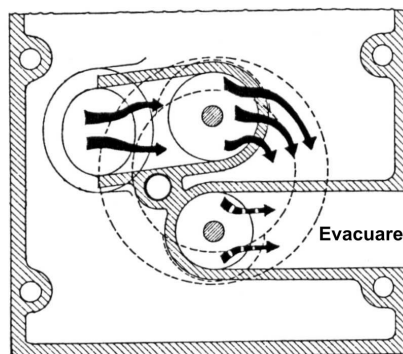


b)

Fig. 9.41 Curgerea gazelor în cazul camerei de ardere pană



a)



b)

Fig. 9.43 Curgerea și schimbul de gaze în cazul camerei circulare în piston

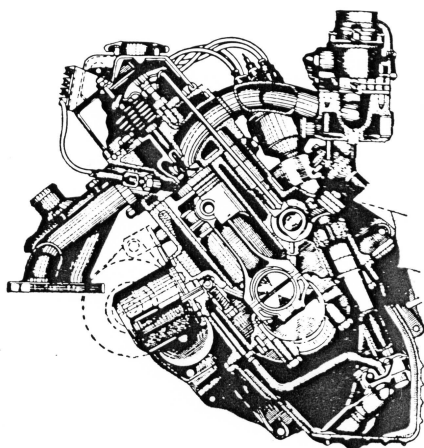


Fig. 9.44 Secțiune prin motorul **M-118** pentru automobilele **Audi**

Realizarea diverselor valori ale rapoartelor de comprimare se obține în mod facil prin modificarea profunzimii degajării din piston. Camera de acest tip asigură o puternică turbionare a amestecului carburant, evident datorită pragului circular existent. În general, aceste avantaje ale camerelor de ardere în piston sunt însă compensate parțial prin creșterea masei pistonului. Astfel, la automobilul *Rover 2000*, masa pistonului a crescut cu 7%, ceea ce conduce la forțe de inerție suplimentare care, după cum se cunoaște, măresc solicitarea din bielă și din arborele cotit.

În anul 1965, *Daimler-Benz* realizează motorul **M-118** destinat autoturismelor *Audi*. Acest motor, prezentat în **fig. 9.44** a fost ulterior prevăzut și cu injecție de benzină. El avea un raport de comprimare de 11,2 și camera de ardere amplasată în piston.

Celebrele motoare *Ford-Cosworth* ce echipau automobilele destinate competițiilor, erau prevăzute, de asemenea, cu camere de ardere în piston, așa cum se poate remarca din **fig. 9.45 a, b**. Conturul camerei de ardere, prezentat în partea **b)** a figurii, este limitat de *trei arce de cerc*; două dintre ele sunt plasate în fața supapelor și al treilea în dreptul bujiei [15]. Se asigură astfel o turbionare intensă a amestecului carburant. Puterea litrică a acestor motoare era aproximativ 88,3 [kW/l].

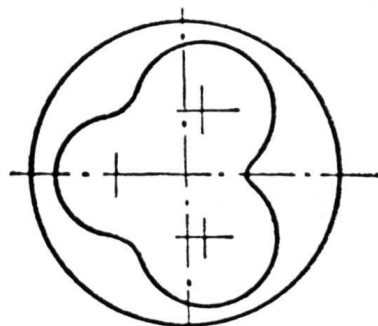
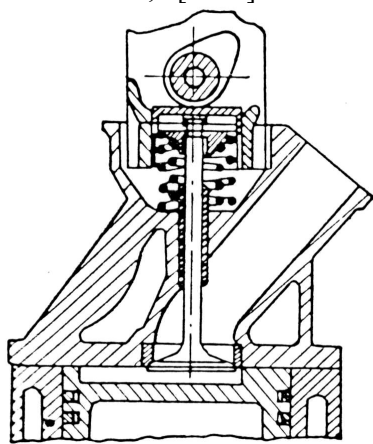


Fig. 9.45 Camera de ardere a motoarelor *Ford-Cosworth*

La unele construcții de motoare s-au folosit combinații între camerele de ardere de tip pană și camerele din piston, cu bune rezultate privind turbulența amestecului și eficacitatea arderii.

Camera de ardere *May-fireball*, folosită la motoarele automobilelor *Jaguar XJsHE* se caracterizează printr-un nivel diferit de poziționare a supapelor de admisie și de evacuare. Astfel, supapa de evacuare este retrasă în interiorul unui locaș cilindric destul de adânc, având pereții lejer înclinați. Geometria particulară a acestei camere și traiectoria fluxului de gaze sunt ilustrate în **fig. 9.46**.

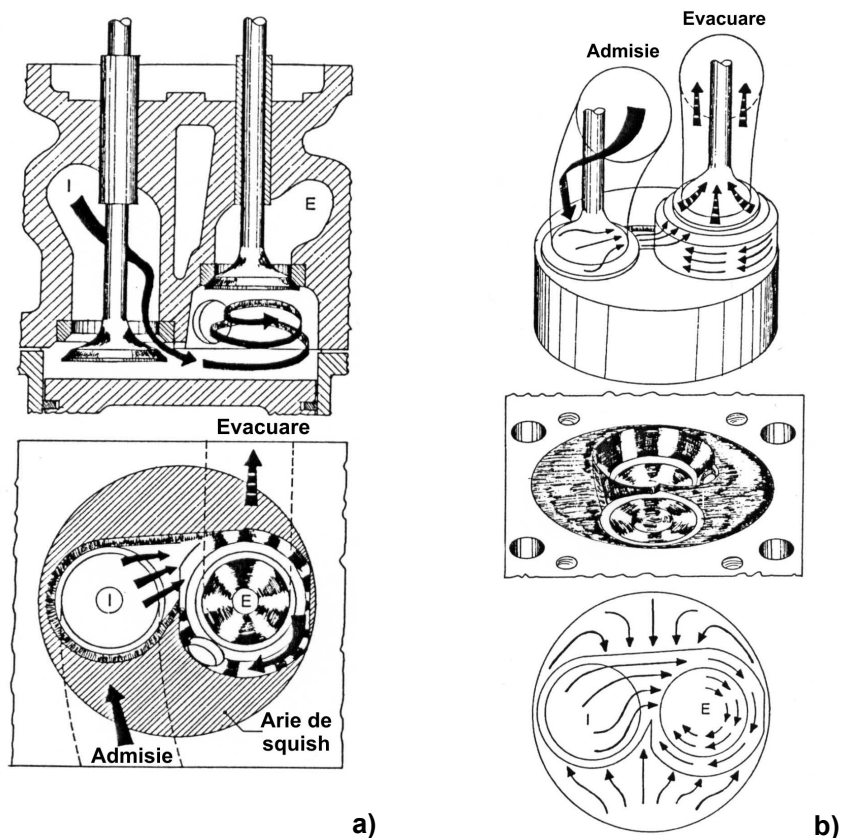


Fig. 9.46 Geometria și traiectoria fluxului de gaze tipice camerei de ardere *May-fireball*

Când pistonul se află în PMI se formează un interstițiu între chiulasă și calota pistonului care dirijează încărcătura proaspătă în locașul supapei de evacuare, unde se generează o mișcare turbionară; restul suprafeței constituie aria de *squish*. Bujia, dispusă lateral în peretele înclinat al locașului supapei de evacuare, este în acest mod plasată în calea turbionului astfel format. Pe această cale, în momentul aprinderii, viteza mare a turbionului precum și mișcarea de

squish din zona înconjurătoare produc propagarea rapidă dar controlată a frontului de flacără în tot volumul camerei de ardere, indiferent de dozajul local, fără nici un fel de fenomene perturbatoare de tipul dispersiei ciclice sau chiar a lipsei aprinderii. Datorită unui baleiaj eficient se elimină cea mai mare parte a gazelor arse restante care ar fi putut supraîncălzi amestecul final, generând detonații. Din acest motiv se pot utiliza rapoarte de comprimare foarte mari (de exemplu $\epsilon = 12$).

Camera de ardere semisferică, cu dublă înclinație a supapelor, utilizate la motoarele *Ford*, este arătată în **fig. 9.47**. La acest tip de cameră supapele formează un unghi de aproximativ 45° față de axa verticală a cilindrului. În același timp ele prezintă o înclinație în plan transversal de circa 7° , în sens antiorar. Supapele sunt dispuse de o parte și de alta a camerei de ardere astfel încât se asigură o curgere transversală a gazelor [19]. Tocmai din acest motiv, o astfel de poziție a supapelor este denumită în mod curent *cross-flow*. Ușoara înclinare a supapelor permite majorarea diametrelor talerelor fără a se efectua mărirea camerei de ardere din chiulasă sau alezajului motorului. Acest tip de cameră, asemănătoare unei semisfere cu profunzime redusă, prezintă în dreptul bujiei o zonă de *squish* semicirculară, în timp ce în partea opusă zonei de *squish* este mult mai largă. Amestecul proaspăt care intră în cilindru este dirijat prin locașul supapei de admisie în profunzimea cilindrului printr-o mișcare descendentă, de tip spiralat, în jurul axei cilindrului. Datorită acestor mișcări combinate din cilindrul motorului, la declanșarea aprinderii, nucleul de flacără care ia naștere în zona bujiei se extinde cu rapiditate în plan frontal fiind simultan dirijat în tot volumul camerei de ardere. Prin această manieră de dirijare a arderii se previne supracomprimarea și supraîncălzirea amestecului final, aspect care, ca și în cazul camerei de ardere *May-fireball* atenuează apariția detonațiilor.

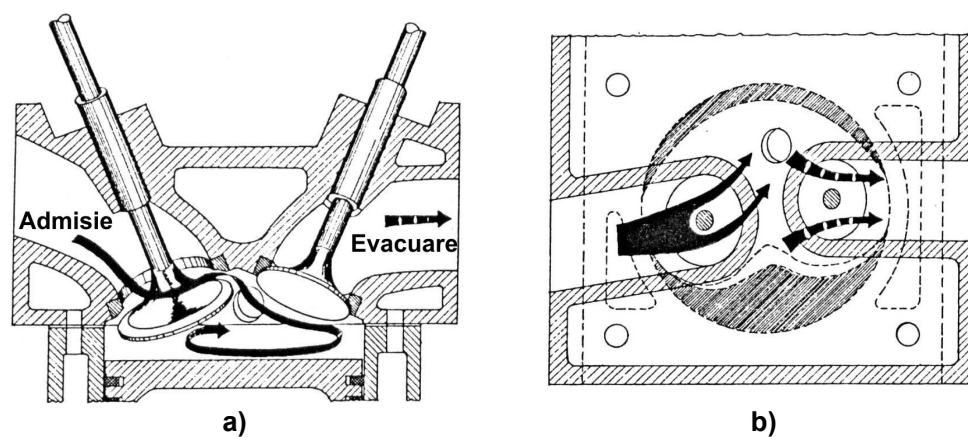


Fig. 9.47 Camera de ardere *Ford* cu supape dublu înclinate

Înclinând supapele astfel încât tijele acestora să formeze între ele un unghi de circa 70° , talerele supapelor se integrează mai bine în profilul pereților fără să se întrerupă prea mult conturul semisferic al camerei de ardere. Acest tip de cameră de ardere, tipic anumitor motoare *Jaguar* este prezentată în **fig. 9.48**.

Pe lângă avantajul compactității la acest tip de cameră de ardere, profilarea canalului de admisie din chiulasă asigură o generare relativ facilă a unui turbion puternic în jurul camerei, spre finele cursei de comprimare. O altă particularitate privind profilul acestei camere o constituie forma proeminentă a capului pistonului care contribuie la obținerea unei zone de *squish* la periferia acestuia. Pe această cale, tot către sfârșitul cursei de comprimare, această formă ușor conică a capului pistonului împinge amestecul către centru, agitându-l și creând o turbulență avansată. Astfel, odată cu aprinderea se produce la extremitatea bujiei frontul de flacără care apare, se răspândește rapid spre exterior, măturând apoi în totalitate volumul camerei de ardere.

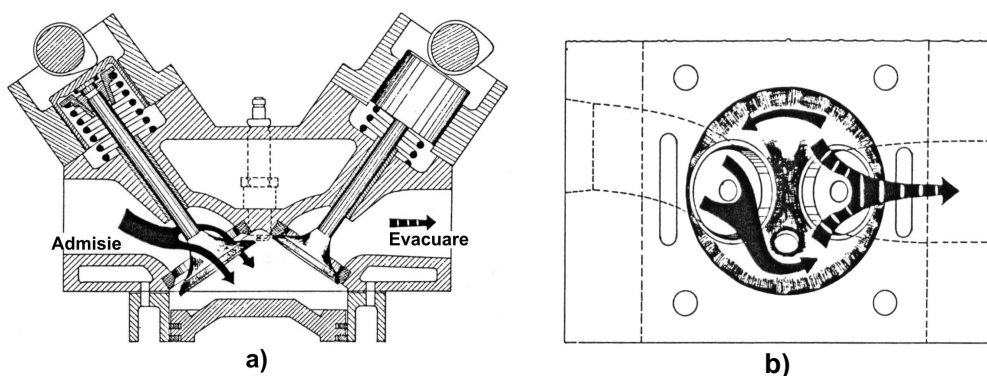


Fig. 9.48 Camera de ardere cu piston profilat și supape înclinate la 70° adoptată de *Jaguar*

Anumite motoare produse de *Honda* și de *Rover* utilizează trei supape, combinate cu un profil dublu înclinat al camerei de ardere din chiulasă. Două dintre aceste supape sunt identice, asigurând umplerea cilindrului. Dispunerea supapelor și traseul fluxului de încărcătură proaspătă sunt sugerate în **fig. 9.49**.

Supapele sunt acționate de un singur arbore de distribuție prin intermediul unor culbutori individuali, după cum se poate remarca în partea superioară a **fig. 9.50**. Supapele au o înclinație de circa 20° față de verticală, bujia fiind plasată relativ central în zona adâncă a camerei. Zona plată a camerei care acoperă o parte din alezajul cilindrului formează regiunea de *squish*, vizibilă în partea de jos a **fig. 9.50**.

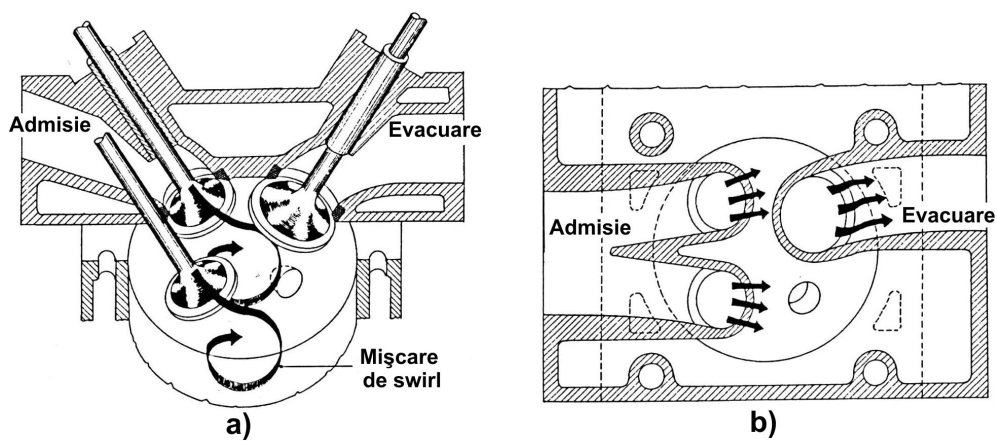


Fig. 9.49 Dispunerea supapelor și traseul gazelor la camera de ardere cu trei supape și profil dublu înclinat adoptată de **Honda** și **Rover**

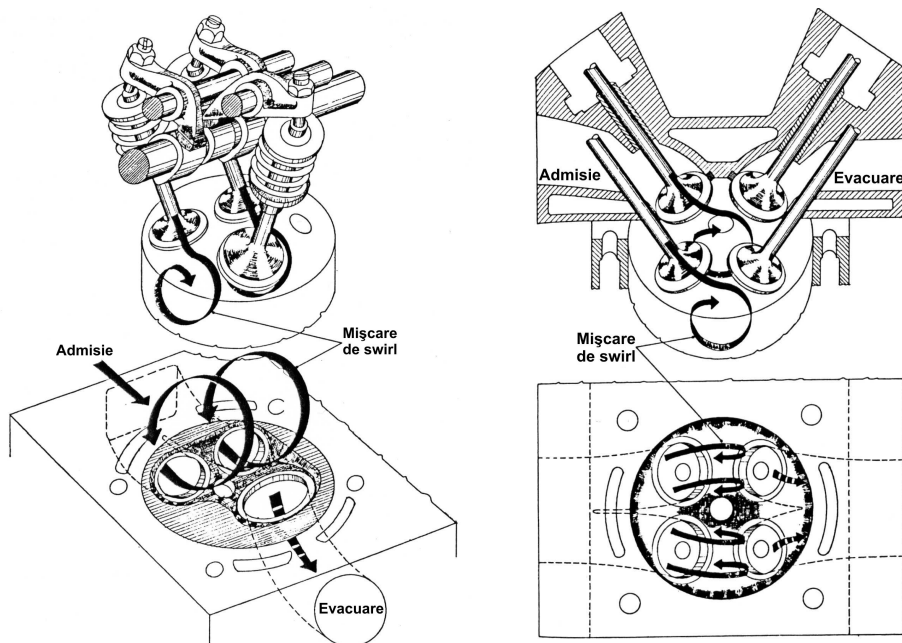


Fig. 9.50 Acționarea supapelor și zona de squish a camerei cu trei supape

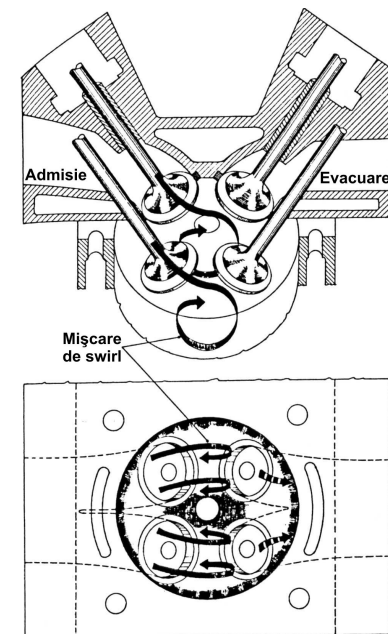


Fig. 9.51 Organizarea camerei de ardere cu patru supape adoptată de **Saab**

Printr-o astfel de arhitectură a camerei, mișcarea cilindrică de *swirl*, cu intensitate moderată este convertită, într-un stadiu final al cursei de comprimare, într-o intensă mișcare turbulentă. În acest mod, combinând o distanță redusă pentru flacără, cu un front de flacără larg și cu o mișcare de *squish* periferică spre interiorul camerei, se obțin condițiile esențiale pentru o ardere rapidă și stabilă chiar și a amestecurilor ușor sărace, obținute prin injecția de benzină.

Unul dintre avantajele majore ale acestui tip de cameră de ardere constă în îmbunătățirea cu circa 50% a curgerii gazelor prin supapele de admisie, în condițiile în care reducându-se masa supapelor se diminuează forțele de inerție. În același timp apare posibilitatea reducerii valorilor unghiulare ale fazelor de distribuție.

Creșterea puterii și cuplului motorului, simultan cu reducerea consumului de combustibil atât în sarcini parțiale cât și în sarcină totală, a impus introducerea în mod curent a soluției cu patru supape aferente unei camere de ardere. Organizarea unei astfel de camere de ardere, adoptată printre mulți alți constructori și de *Saab*, este arătată în **fig. 9.51**. Evident, supapele sunt perechi, două de admisie și două de evacuare, fiind opus plasate astfel încât curgerea gazelor se face transversal prin camera de ardere cu formarea, ca și în cazul precedent, a unei mișcări cilindrice de *swirl* care, chiar înainte ca pistonul să ajungă la PMI, datorită zonelor de *squish* se transformă într-o mișcare turbulentă (**fig. 9.52**). Astfel, la apariția aprinderii, poziția centrală a bujiei asigură un traseu minim al flăcării iar turbulența intensă un front de flacără larg, aspecte care contribuie la desfășurarea unei arderi rapide dar controlate [19].

Variantele constructive de chiulase cu cinci supape grupează câte trei supape pentru admisie și câte două pentru evacuarea gazelor. Unind printr-o linie imaginară centrele supapelor se obține în plan un pentagon, în timp ce spațial, înclinarea supapelor este astfel aleasă încât axele a două dintre supapele de admisie au o înclinare de $17,25^\circ$ față de verticală, în timp ce a treia supapă de admisie formează cu verticala un unghi de $11,5^\circ$; supapele de evacuare sunt înclinate față de axa verticală cu un unghi de $13,75^\circ$. Aceste dispuneri ale supapelor contribuie la formarea unui înveliș semisferic al camerei de ardere, cu plasarea centrală a bujiei de aprindere. Poziționarea supapei de admisie din mijloc aproape de centrul camerei de ardere favorizează formarea mișcării de *swirl* a amestecului, spre sfârșitul cursei de comprimare, înaintea aprinderii, ceea ce asigură o ardere cu viteze crescute, pe distanțe minime în interiorul camerei de ardere. Se pot astfel folosi rapoarte de comprimare mari, în condițiile utilizării unei benzine cu cifra octanică **CO/R 97**. Soluția prezentată, utilizată în special de firma *Yamaha*, ilustrată în **fig. 9.53**, asigură o majorare a secțiunii de admisie cu 14% față de construcția ce folosește patru supape.

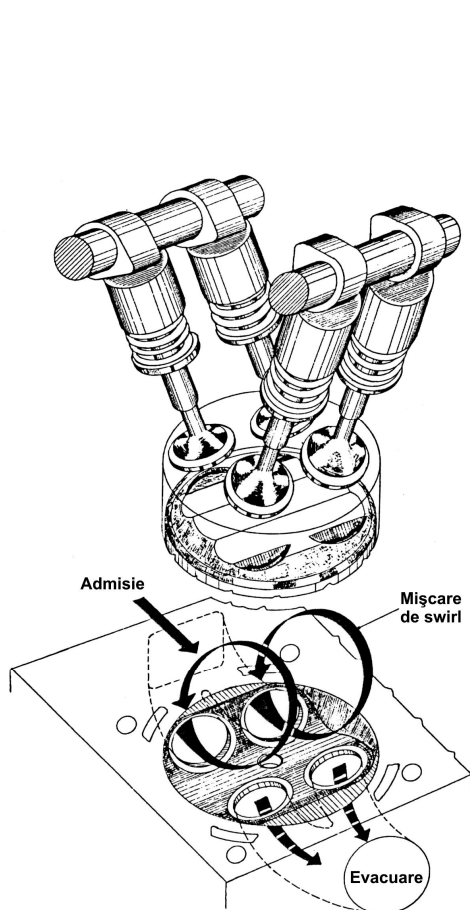


Fig. 9.52 Fluxul de gaze în cazul camerei de ardere cu patru supape

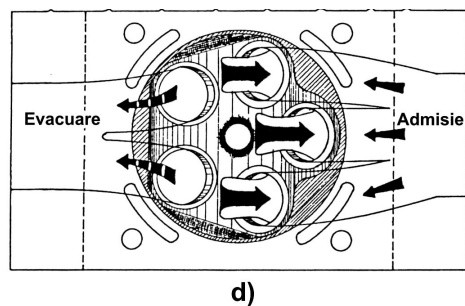
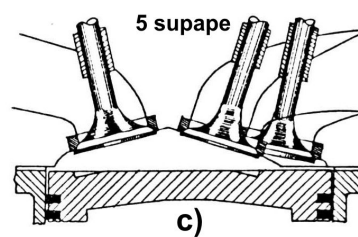
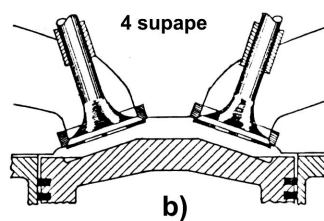
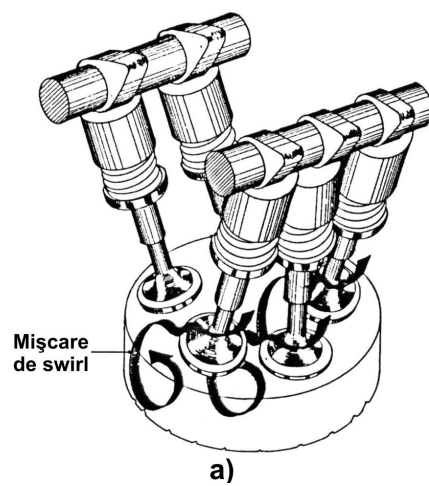


Fig. 9.53 Camera de ardere Yamaha cu cinci supape

S-au folosit și soluții ce includ șase supape. Este cazul motoarelor *Maserati* a căror chiulasă a fost organizată după schema prezentată în **fig. 9.54**. În acest caz supapele sunt grupate câte trei pentru admisie și evacuare. Ca o particularitate, așa cum se observă, acționarea celor două grupuri de câte trei supape se face cu câte un culbutor comun, ceea ce simplifică construcția, utilizându-se doar doi arbori de distribuție.

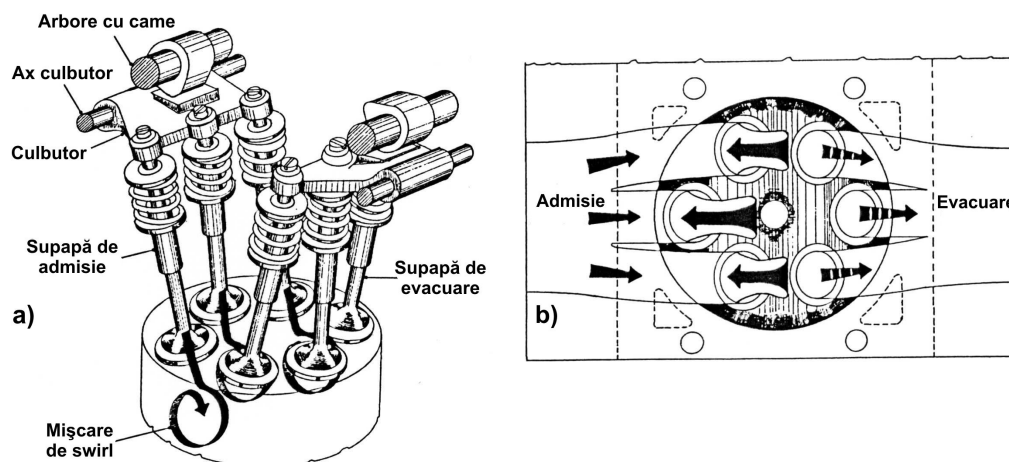


Fig. 9.54 Camera de ardere cu șase supape a motoarelor *Maserati*

9.8. Particularități ale arderii în motorul cu aprindere prin comprimare

La acest tip de motor, în scopul formării amestecului, combustibilul lichid este introdus în cilindru printr-o operație numită **injecție**, către sfârșitul procesului de comprimare. În condițiile de presiune și de temperatură aflate în cilindru, combustibilul se aprinde și începe să ardă chiar înainte de sfârșitul injectiei. Pentru a putea ajunge cât mai repede la aprindere, lichidul injectat trebuie pulverizat fin, scurtându-se astfel timpul necesar parcurgerii transformărilor fizice de încălzire și vaporizare. Tot pulverizarea fină contribuie și la creșterea gradului de uniformitate a amestecului care se realizează în cilindru.

După modul în care se realizează amestecul dintre aer și combustibil la motorul cu aprindere prin comprimare se poate menționa, drept proprietate a acestuia, lipsa de omogenitate.

O a doua particularitate a amestecului din cilindru, cu influențe directe asupra evoluției procesului de ardere, este aceea că arderea diferitelor tranșe de combustibil se face în condiții diferite de puritate a încărcăturii. Într-adevăr, trebuie luat în considerație faptul că tranșele de combustibil introduse în cilindru

către sfârșitul injecției întâlnesc un mediu puternic impurificat prin arderea primelor tranșe de combustibil injectat.

Pentru a realiza totuși o ardere corectă a combustibilului, în condițiile de mai sus, se ia precauția măririi cantității globale de aer față de necesarul teoretic cerut de cantitatea de combustibil, ajungându-se la un coeficient de dozaj global cuprins între limitele $\lambda = 1,3 \dots, 2,2$. Cum prin aceasta se urmărește ca valorile locale minime ale coeficientului de dozaj să fie cele corespunzătoare unei arderi complete, înseamnă că neuniformitatea dozajului în interiorul spațiului de ardere este foarte mare.

Marea neomogenitate a amestecului dintre aer și combustibil, suprapunerea parțială a formării amestecului cu aprinderea și arderea, totul legat de un timp disponibil extrem de scurt, conferă procesului de ardere din motorul cu aprindere prin comprimare o mare complexitate. Totuși, cercetări experimentale multiple și diverse, conduse în scopul cunoașterii mecanismului intim de desfășurare a autoaprinderii și arderii în motorul Diesel, au permis să se elaboreze unele teorii asupra modului în care evoluează acest proces.

Astfel, injectarea combustibilului lichid sub formă de jet în gazele fierbinți aflate în cilindru la sfârșitul comprimării, creează posibilitatea vaporizării picăturilor lichide care este urmată de amestecarea vaporilor rezultați cu aerul. Acest proces stă la baza formării unor zone de amestec cu dozaje extrem de variate și în permanentă modificare în timp.

Viteza cu care se desfășoară acest gen de formare a amestecului dintre aer și vapori de combustibil depinde de condițiile de mediu, temperatură, presiune, turbulență, dar este influențată esențial prin finețea picăturilor. În această idee se poate afirma că procesul de vaporizare este mai intens la periferia jetului de combustibil, unde picăturile sunt mai fine.

În zonele de concentrații și temperaturi favorabile se amorsează reacțiile chimice premergătoare autoaprinderii care conduc, în final, la formarea unor nuclee de flacără.

Se constată astfel că din momentul injecției și până la autoaprinderea efectivă, chiar rezumată la câteva nuclee izolate, se consumă o perioadă pregătitoare. Această perioadă este denumită „întârziere la autoaprindere”.

Important este faptul că reacțiile premergătoare autoaprinderii se desfășoară în întregul volum al camerei de ardere, dar cu viteze diferite, în funcție de condițiile locale. Adică, în momentul apariției primului nucleu de flacără, toate zonele ocupate de amestecul aer-combustibil se găsesc în stadii mai mult sau mai puțin avansate de pregătire fizico-chimică, în vederea autoaprinderii lor. Astfel, primul nucleu de flacără este urmat de apariția altora, în cele mai diverse puncte din masa amestecului, imediat ce condițiile locale devin favorabile.

De altfel, tocmai această stare avansată din punctul de vedere al transformărilor chimice în care se găsește amestecul, explică viteza mare de

deplasare a focarelor de autoaprindere care apar treptat. Se poate vorbi astfel de o etapă nouă a arderii și anume a unei arderi rapide.

În ceea ce privește natura chimică a amestecului pe care se dezvoltă flăcările inițiate de focarele de autoaprindere, aceasta este reprezentată prin diferiți compuși rezultați din reacțiile intermediare ale procesului de transformare a substanțelor inițiale în substanțe finale. Natura chimică a acestor produși intermediari este deosebit de diversă, în funcție de stadiul până la care a avansat reacția în diferitele zone ocupate de amestecul respectiv.

Evoluția rapidă prezentată mai sus este esențial dependentă de faza pregătitoare a întârzierii la autoaprindere. Aceasta deoarece viteza de dezvoltare a nucleelor de flacără, precum și frecvența apariției acestor nuclee este dependentă și de cantitatea relativă a amestecului omogenizat, prezent în camera de ardere în momentul apariției primului nucleu de autoaprindere. Ori, în cazul unei durate mari a perioadei de întârziere, cantitatea de combustibil aflată în amestec la începutul reacției de autoaprindere și care arde în perioada arderii rapide poate crește mult, conducând la viteze excesive de creștere a presiunii în perioada respectivă și, prin aceasta, la o funcționare dură a motorului.

Procesele care urmează se caracterizează prin aceea că, după răspândirea flăcărilor pe amestecul preformat, acestea accelerează vaporizarea combustibilului care se mai află în stare lichidă și care continuă să fie injectat. În schimb, atmosfera locală se impurifică prin produsele arderii, ceea ce face ca arderea restului de substanță combustibilă să se producă lent. Reacțiile capătă un caracter incomplet, cu producerea unei cantități importante de carbon. De aceea, este necesar să se acționeze prin turbulență, pentru a aduce în zona acestor reacții oxigenul necesar. Această fază a arderii poate fi denumită „ardere progresivă”.

Evident că, având în vedere condițiile nefavorabile a căror existență a fost evidențiată către sfârșitul procesului, arderea se continuă și în destindere.

Reducerea perioadei de continuare a arderii în destindere constituie o cerință importantă a dirijării procesului. În general, scurtarea fazei finale se realizează prin mărirea duratei perioadei de întârziere la autoaprindere sau, în orice caz, prin creșterea cantității de combustibil aflat în amestec în momentul autoaprinderii.

Din cele arătate, în legătură cu durata perioadei de întârziere la autoaprindere, rezultă că cerințele desfășurării în condiții optime a arderii prezintă aspecte contradictorii, permițând astfel numai o rezolvare parțială a lor.

9.9. Analiza arderii în motorul cu aprindere prin comprimare, cu ajutorul diagramei indicate

După aspectul variației de presiune din perioada care urmează începutului injecției combustibilului se pot trage o serie de concluzii asupra modului în care evoluează autoaprinderea și arderea putându-se face, totodată, împărțirea

sugestivă a procesului pe faze caracteristice, așa cum se arată în **fig. 9.55**. Injecția începe cu avansul β_i față de punctul mort interior, momentul fiind marcat pe diagramă prin punctul i .

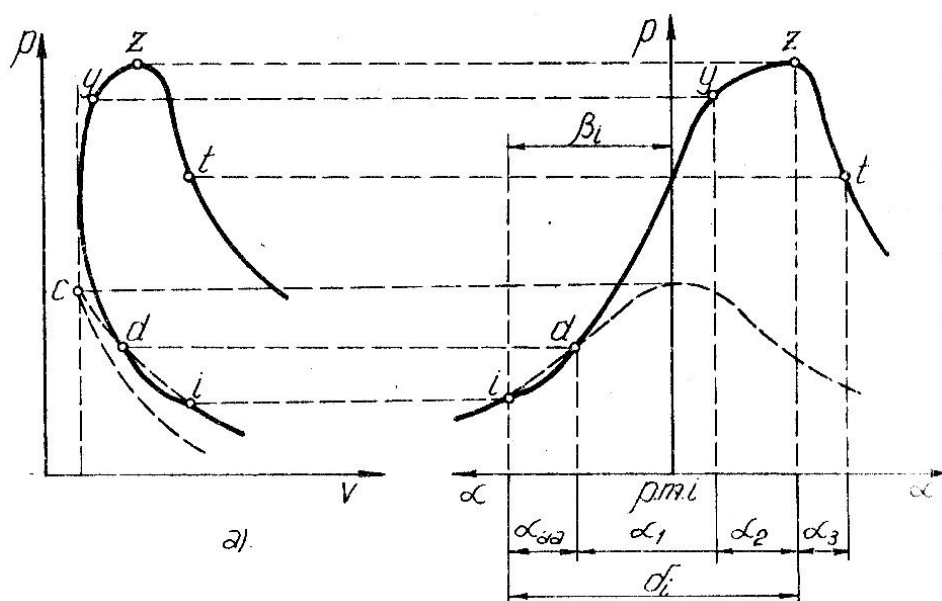


Fig. 9.55 Fazele caracteristice procesului arderii la MAC.

După începutul injecției, pe parcursul unui unghi α_{aa} , se constată o oarecare frânare a creșterii presiunii în procesul de comprimare, față de creșterea presiunii în ciclul fără injecție. Această evoluție confirmă explicațiile date mai înainte asupra fenomenelor care decurg în perioada premergătoare autoaprinderii și care, în ansamblu, au un pronunțat caracter endoterm.

Începutul arderii este marcat de momentul desprinderii curbelor, punctul d . Creșterea rapidă a presiunii pe porțiunea $d - y$ indică o ardere rapidă cu intrarea în reacție a unei mari cantități de combustibil. Perioada arderii violente se notează prin α_1 .

De fapt, în perioada arderii violente intră în reacție cea mai mare parte din fracțiunea de combustibil aflată în cilindru în momentul d , deci care a fost injectată în perioada întârzierii la autoaprindere, precum și cea mai mare parte din fracțiunea de combustibil care se injectează între momentele d și y . Înseamnă că alura porțiunii de curbă $d - y$ va fi dependentă de legea de debitare a combustibilului de pe întreaga porțiune din durata injecției, consumată până în punctul y și de durata perioadei de întârziere. Ca și în cazul motorului cu aprindere prin scânteie și aici se urmărește evitarea vitezelor exagerate de

creștere a presiunii, în scopul evitării mersului brutal al motorului. Cum asupra legii de injecție este mai greu de acționat, se tinde spre scurtarea perioadei de întârziere la autoaprindere α_{aa} .

Între y și z creșterea de presiune este frânată, ceea ce indică o diminuare a intensității procesului de ardere datorită scăderii treptate a cantităților de combustibil care participă la reacție. La aceasta contribuie nu numai reducerea disponibilului de combustibil pe măsură ce procesul de ardere avansează, ci și înrăutățirea progresivă a condițiilor locale, prin gazele arse rezultate din reacțiile anterioare. Unghiul de manivelă corespunzător desfășurării arderii între y și z se notează prin α_2 .

Un raționament similar cu acela dezvoltat în cazul analizei arderii normale la motorul cu aprindere prin scânteie conduce la fixarea poziției punctului t care marchează sfârșitul convențional al arderii.

Reprezentarea din **fig. 9.55** permite deci împărțirea procesului arderii la motoarele cu aprindere prin comprimare în următoarele faze caracteristice:

- a. **Faza de pregătire**, α_{aa} , numită și fază de inducție sau întârziere la autoaprindere.
- b. **Faza arderii rapide**, α_1 , caracterizată printr-o creștere pronunțată și cu viteză mare a presiunii.
- c. **Faza arderii progresive**, α_2 , în care presiunea crește relativ încet.
- d. **Faza finală**, α_3 , sau a arderii din destindere, în timpul căreia presiunea scade însă temperatura continuă să crească.

9.10. Termodinamica arderii

Considerând următoarele ipoteze se pot calcula o serie întreagă de parametri caracteristici procesului de ardere:

- căldurile specifice depind numai de temperatură;
- arderea se desfășoară după evoluții simple: izocore, izobare și izoterme; în cadrul lucrării se consideră că arderea se desfășoară izocor pentru MAC-uri lente, respectiv izocor și izobar, adică mixt, pentru MAC-uri rapide;
- compoziția fluidului motor la sfârșitul arderii depinde de coeficientul excesului de aer; pentru $\lambda \geq 1$, produsele arderii sunt CO_2 , H_2O , O_2 și N_2 , iar pentru $\lambda < 1$, CO_2 , CO , H_2O , H_2 și N_2 ;
- gazele reziduale au compoziția produselor de la sfârșitul arderii;
- căldura dezvoltată prin ardere este egală cu căldura de reacție chimică la presiunea și temperatura mediului înconjurător, degajată până la formarea produselor de ardere, neglijându-se variația căldurii cu temperatura;
- variația energiei interne a fluidului motor și efectuarea lucrului mecanic exterior în timpul arderii sunt efectul căldurii utile măsurate prin coeficientul de utilizare a căldurii ξ_z , care ține seama de căldura degajată

prin ardere până în punctul z și de pierderile de căldură aferente [10, 6, 7, 9, 10, 13, 17].

Aerul necesar arderii. Combustibilii lichizi au următoare compoziție elementară:

$$c + h + o + s = 1 \text{ [kg]}, \quad (9.19)$$

în care: c, h, o, s sunt participațiile masice de carbon, hidrogen, oxigen, sulf, etc.

Cantitatea de aer teoretică necesară arderii sau cantitatea minimă de aer necesară arderii complete, ținând seama de proporția volumică de oxigen în aer (21%), este:

$$L_{\min} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right) \text{ [kmol aer/kg comb]}; \quad (9.20)$$

Cantitatea reală de aer, disponibilă pentru arderea unui kg de combustibil va fi:

$$L = \lambda L_{\min} \text{ [kmol aer/kg comb]}; \quad (9.21)$$

Numărul de kmoli de substanță inițială care participă la reacția chimică este:

$$\nu_i = \lambda L_{\min} + \nu_c \text{ [kmol/kg comb]}, \quad (9.22)$$

unde:

$\nu_c = \frac{1}{M_c} \text{ [kmol/kg comb]}$ – numărul de [kmoli] de combustibil pentru 1 [kg] combustibil;
 $M_c \text{ [kg/kmol]}$ – masa moleculară a combustibilului.

Valori medii recomandate pentru M_c , în funcție de tipul motorului sunt:

benzine – MAS $M_c = 110 \dots 120 \text{ [kg/kmol]}$
 motorine – MAC..... $M_c = 180 \dots 200 \text{ [kg/kmol]}$

În calcule, uneori, se înlocuiesc benzina cu n -octanul – C_8H_{18} având $M_c = 114 \text{ [kg/kmol]}$ iar motorina cu cetan – $C_{16}H_{32}$ cu $M_c = 224 \text{ [kg/kmol]}$. La MAC, se admite $\nu_c = 0$.

Produsele arderii. Cantitățile lor se stabilesc din ecuația chimică de ardere, pentru cazurile redate mai jos:

– arderea completă a combustibililor lichizi cu $\lambda \geq 1$,

$$\nu_{CO_2} = \frac{c}{12}; \quad \nu_{H_2O} = \frac{h}{2}; \quad [\text{kmol/kg comb}] \quad (9.23)$$

$$\nu_{O_2} = 0,21 \cdot (\lambda - 1) \cdot L_{\min}; \quad \nu_{N_2} = 0,79 \cdot \lambda \cdot L_{\min}.$$

Numărul total de kmoli de produse de ardere ν_{pa} este:

$$\nu_{pa} = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + (\lambda - 0,21)L_{\min} \quad [\text{kmol/kg comb}]. \quad (9.24)$$

– arderea incompletă a combustibililor lichizi cu $\lambda < 1$:

$$\nu_{CO_2} = \frac{c}{12} - 2\frac{1-\lambda}{1+\theta}0,21 L_{\min}; \quad \nu_{CO} = 2\frac{1-\lambda}{1+\theta}0,21 L_{\min} \quad [\text{kmol/kg comb}] \quad (9.25)$$

$$\nu_{H_2O} = \frac{h}{2} - 2\theta\frac{1-\lambda}{1+\theta}0,21 L_{\min}; \quad \nu_{H_2} = 2\theta\frac{1-\lambda}{1+\theta}0,21 L_{\min}; \quad \nu_{N_2} = 0,79 \lambda L_{\min}.$$

în care $\theta = \frac{\nu_{H_2}}{\nu_{CO}}$, valorile sale alegându-se în funcție de raportul h/c al combustibilului.

Pentru combustibili petrolieri cu $h/c = 0,17, \dots, 0,19$, inclusiv benzină, se aleg valori în intervalul $\theta = 0,45, \dots, 0,50$; la benzen, $\theta = 0,30$, iar la gaze naturale, $\theta = 0,60, \dots, 0,70$.

Numărul total de kmoli de produse de ardere va fi:

$$\nu_{pa} = \nu_{CO_2} + \nu_{CO} + \nu_{H_2O} + \nu_{H_2} + \nu_{N_2} = \frac{c}{12} + \frac{h}{2} + 0,79 \lambda L_{\min} \quad [\text{kmol/kg comb}]. \quad (9.26)$$

Variația molară. Variația numărului de kmoli în urma arderii este:

$$\Delta \nu = \nu_{pa} - \nu_i \quad [\text{kmol/kg comb}]; \quad (9.27)$$

în care *indicele „pa”* reprezintă produsele de ardere, iar *indicele „i”* – substanțele inițiale.

Coefficientul chimic de variație molară este exprimat prin raportul $\mu_c = \nu_{pa} / \nu_i$ și are următoarele forme:

$$\text{– pentru } \lambda \geq 1, \quad \mu_c = \frac{\lambda L_{\min} + h/4 + o/32}{\lambda L_{\min} + v_c}; \quad (9.28)$$

$$\text{– pentru } \lambda \leq 1, \quad \mu_c = \frac{0,21(3,76\lambda + 1)L_{\min} + h/4 + o/32}{\lambda L_{\min} + v_c}. \quad (9.29)$$

Dacă se iau în considerare gazele reziduale, coeficientul total al variației molare devine:

$$\mu_t = (v_{pa} + v_r)/(v_i + v_r) = (\mu_c + \gamma_r)/(1 + \gamma_r) \quad (9.30)$$

Valorile lui diferă foarte puțin față de μ_c și se situează între limitele următoare, după tipul motorului:

MAS	1,02 – 1,12
MAC	1,01 – 1,06

Căldura specifică a fluidului motor. Fluidul motor este constituit dintr-un amestec de j componente cu participația molară r_j , compoziția sa și numărul de kmoli se consideră cunoscute înainte și după ardere. Expresia căldurii molare specifice la volum constant este, în general:

$$C_{VMfm} = \sum r_j C_{VMj} \quad [\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}]; \quad (9.31)$$

unde $r_j = \frac{v_j}{v_{pa}}$ este participația componentei j (care poate fi CO_2 , H_2O , ... N_2).

Căldurile specifice ale fluidului motor se vor nota C'_{VMfm} , înainte de ardere și C''_{VMfm} , după ardere.

Căldura specifică molară la presiune constantă va fi, în general:

$$C_{pMfm} = 8,314 + C_{VNfm} \quad [\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}];$$

sau, în Sistemul Tehnic, (9.32)

$$C_{pMfm} = 1,986 + C_{VMfm} \quad [\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}];$$

cu mențiunea că se va nota C'_{pMfm} , înainte de ardere și C''_{pMfm} , după ardere, conform convenției de mai sus.

Dependența de temperatură a căldurii specifice molare medii la presiune constantă este exprimată prin funcția:

$$C_{pMfm}(T) = a + b \cdot 10^{-3} T \quad [\text{kJ/kmol}\cdot\text{K}]. \quad (9.33)$$

Tabelul 9.1 Valorile coeficienților
din relația (9.33)

Substanța	Intervalul de temperatură			
	273÷ T_c [K]		273÷ T_{max} [K]	
	a'	b'	a''	b''
Aer	19,67	2,51	—	—
Benzină	101,98	219,46	—	—
CO ₂	27,62	11,72	38,50	3,35
CO	19,25	3,35	20,92	2,09
H ₂ O	23,01	5,44	23,85	5,02
H ₂	20,09	1,26	18,53	2,09
N ₂	19,67	2,51	21,34	1,67
O ₂	19,25	4,60	23,02	1,67

În **tabelul 9.1** se indică valorile coeficienților a și b . În acest tabel limita superioară T_c a intervalului corespunde temperaturii fluidului motor de la sfârșitul comprimării, iar limita superioară T_{max} a intervalului corespunde temperaturii maxime a fluidului motor în timpul arderii.

Puterea calorică a combustibilului. Pentru calcule termice se poate folosi formula lui *D.I. Mendeleev*:

$$H_i = 34013 \cdot c + 125600 \cdot h - 10900 \cdot (o - s) - 2512 \cdot (9 \cdot h + u) \quad [\text{kJ/kg}]; \quad (9.34)$$

unde c , h , o , s și u – reprezintă fracțiunile masice de carbon, hidrogen, oxigen, sulf și umiditate din combustibil. Pentru combustibilii petrolieri din România $s \cong 0$, iar $u = 0,0001 \dots 0,0005$; în **tabelul 9.2** sunt date orientativ, compozițiile lor, cantitățile minime de oxigen, O_{min} , și de aer, L_{min} , necesare arderii complete, precum și puterile calorice inferioare H_i .

În cazul când motorul funcționează cu lipsă de aer, arderea fiind incompletă, în produsele de ardere apar CO și H₂. Astfel, căldura degajată fiind mai mică, puterea calorică pentru arderea incompletă se determină cu relația:

$$H_{in} = H_i - 120000 \cdot (1 - \lambda) \cdot L_{min} \quad [\text{kJ/kg}]; \quad (9.35)$$

unde $L_{min} \cong 0,5$ [kmol/kg] corespunzător valorii indicate în **tabelul 9.2**.

Tabelul 9.2 Caracteristici ale combustibililor petrolieri

Combustibil	Compoziția			O_{min} [kmol/kg]	L_{min} [kmol/kg]	H_i [kJ/kg]	
	c	h	o			experimental	calculat
Benzină	0,854	0,142	0,004	0,1065	0,5073	43529	43500
Petrol	0,860	0,137	0,003	0,1058	0,5038	43111	42207
Motorină	0,857	0,133	0,010	0,1043	0,4966	41855	42667
Păcură	0,860	0,120	0,020	0,1010	0,4809	41855	41269

Calculul temperaturii maxime de ardere. Temperatura T_z la sfârșitul arderii se determină cu ajutorul ecuațiilor de ardere care reprezintă de fapt bilanțul energetic al procesului respectiv. Ecuațiile folosite pentru calculul lui T_z au fost stabilite folosind schematizarea proceselor de ardere din **fig.9.56** și **fig.9.57**.

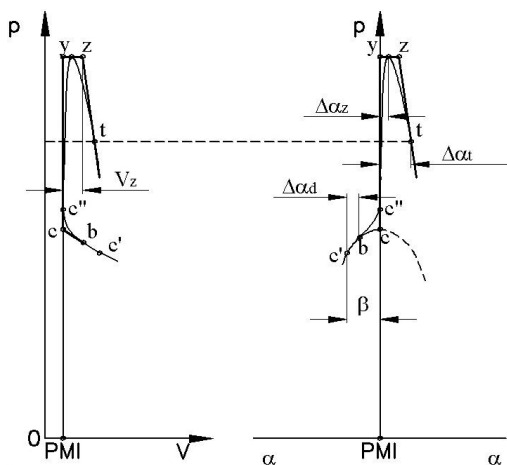


Fig. 9.56 Determinarea presiunilor de ardere pentru MAC

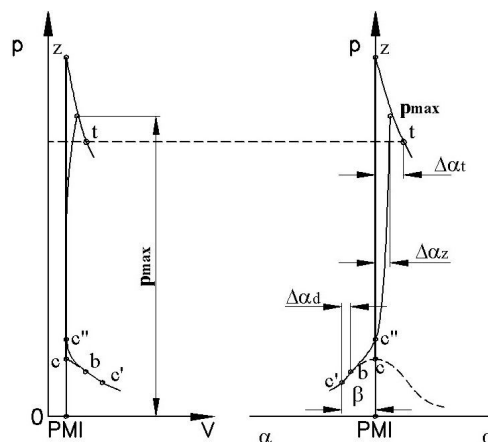


Fig. 9.57 Determinarea presiunilor de ardere pentru MAS

La MAC-uri rapide, utilizând drept combustibil motorina având compoziția chimică elementară și puterea calorică inferioară calculată indicate în **tabelul 9.2**, λ fiind *supraunitar*, temperatura maximă T_z , va fi soluția pozitivă a următoarei ecuații de gradul doi:

$$a_2 \cdot T_z^2 + a_1 \cdot T_z + a_0 = 0 \quad , \quad (9.36)$$

ai cărei coeficienți sunt:

$$a_2 = [0,39 + 0,83 \cdot \lambda] \cdot 10^{-3} ;$$

$$a_1 = 1,94 - 0,39 \cdot 10^{-3} \cdot T_0 + (10,78 - 0,83 \cdot 10^{-3} \cdot T_0) \cdot \lambda + 8,307 \cdot \nu_{pa} ;$$

$$a_0 = - \left\{ \frac{\nu_{pa}}{\mu_t} \cdot \left[\frac{85849 \cdot \xi_z}{\lambda \cdot (1 + \gamma_r)} + (19,67 + 2,51 \cdot 10^{-3} \cdot T_c) \cdot (T_c - T_0) + \dots \right. \right. \\ \left. \left. + 8,307 (\lambda_z \cdot T_c - \mu_t \cdot T_0) \right] + (1,85 + 10,78 \cdot \lambda) \cdot T_0 \right\} .$$

La MAS-uri combustibilul cel mai utilizat este benzina a cărei compoziție chimică elementară, putere calorică inferioară calculată și cantitate minimă de

aer L_{min} sunt indicate în **tabelul 9.2**. În condițiile în care raportul $h/c \cong 0,17$ se alege $\theta = 0,45$. Conform recomandărilor anterioare, asimilând benzina cu n-octanul, masa moleculară va fi $M_c = 8 \cdot 12 + 18 \cdot 1 = 114$ [kg/kmol].

Deoarece proiectarea se face de regulă la regim nominal, când motorul funcționează cu amestec bogat, cazul cel mai des întâlnit la MAS presupune adoptarea unei valori *subunitare* pentru λ . Temperatura maximă T_z va fi soluția pozitivă ecuației (9.36), ai cărei coeficienți, în această situație, vor fi:

$$\begin{aligned} a_2 &= [0,21 + 1,05 \cdot \lambda] \cdot 10^{-3} ; \\ a_1 &= 1,49 - 0,21 \cdot 10^{-3} \cdot T_0 + (11,47 - 1,05 \cdot 10^{-3} \cdot T_0) \cdot \lambda ; \\ a_0 &= -\left\{ \frac{V_{pa}}{\mu_t} \cdot \left[\frac{(6912,31 \cdot \lambda - 1953,31) \cdot 10^3 \cdot \xi_z}{(57,83 \cdot \lambda + 1) \cdot (1 + \gamma_r)} + \dots \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + (19,67 + 2,51 \cdot 10^{-3} \cdot T_c) \cdot (T_c - T_0) \right] + (1,49 + 11,47 \cdot \lambda) \cdot T_0 \right\} . \end{aligned}$$

În situația funcționării MAS-ului cu exces de aer, valoarea adoptată pentru λ va fi *supraunitară*, coeficienții ecuației devenind:

$$\begin{aligned} a_2 &= [0,42 + 0,85 \cdot \lambda] \cdot 10^{-3} ; \\ a_1 &= 1,99 - 0,41 \cdot 10^{-3} \cdot T_0 + (10,98 - 0,85 \cdot 10^{-3} \cdot T_0) \cdot \lambda ; \\ a_0 &= -\left\{ \frac{V_{pa}}{\mu_t} \cdot \left[\frac{4959 \cdot 10^3 \cdot \xi_z}{(57,83 \cdot \lambda + 1) \cdot (1 + \gamma_r)} + \dots \right. \right. \\ &\quad \left. \left. + (19,67 + 2,51 \cdot 10^{-3} \cdot T_c) \cdot (T_c - T_0) \right] + (1,99 + 10,98 \cdot \lambda) \cdot T_0 \right\} . \end{aligned}$$

Coeficientul ξ_z din aceste relații reprezintă *coeficientul de utilizare a căldurii în procesul de ardere* și se calculează ca raport între cantitatea de căldură degajată prin arderea unității de combustibil, folosită atât pentru producerea lucrului mecanic exterior cât și pentru creșterea energiei interne a fluidului motor aferente perioadei primelor două faze ale arderii (până la finalul fazei principale a arderii), raportată la puterea calorică inferioară a combustibilului [9, 10, 11]. Acest coeficient este influențat de o serie întreagă de factori constructivi și funcționali. Astfel, dintre principalii factori care trebuie luați în considerare, se menționează compactitatea camerei de ardere, excesul de aer, turația și sarcina motorului. Compactitatea mai mare a camerelor de ardere la MAS și la MAC cu injecție directă conduce la valori mai mari ale acestui coeficient față de MAC-urile cu cameră divizată. Coeficientul ξ_z crește odată cu turația motorului, diminuându-se însă odată cu creșterea excesului de aer. În același timp ξ_z scade odată cu reducerea sarcinii motorului. Valorile sale se

recomandă, pe baza determinărilor experimentale pentru diferite tipuri de motoare, în următoarele limite [11]:

MAS 0,85 – 0,95

MAC cu injecție directă,

- cu turbulență redusă 0,80 – 0,90
- cu turbulență extinsă în perioada arderii 0,75 – 0,88
- cu ardere peliculară prin procedeu MAN-HM 0,75 – 0,85
- supraalimentate 0,85 – 0,90

MAC cu cameră divizată,

- cu cameră de turbulență 0,70 – 0,80
- cu cameră de precombustie 0,65 – 0,85

Raportul λ_z este, la nivelul ciclului de calcul nerotunjit, *raportul de creștere a presiunii în procesul arderii* și se definește ca $\lambda_z = p_z / p_c$ în care p_z reprezintă presiunea la sfârșitul arderii iar p_c este presiunea la sfârșitul comprimării.

Pentru MAC-urile rapide, valorile lui λ_z corespunzătoare regimului nominal se pot alege respectând recomandările [9, 11]:

- cu injecție directă 1,7 – 2,6
- cu cameră de turbulență 1,5 – 1,8
- cu cameră de precombustie 1,4 – 1,6
- supraalimentate 1,5 – 1,7

Față de aceste recomandări se pot face, de asemenea, următoarele observații, și anume:

- la MAC-urile lente, la care $p_z = p_c$, raportul de creștere a presiunii devine $\lambda_z = 1$.
- la MAS-uri acest raport poate fi calculat cu relația $\lambda_z = \mu_t \cdot (T_z / T_c)$, luând valori în intervalul 3,3 ..., 4,2;
- în mod evident, la reducerea sarcinii valoarea lui λ_z se micșorează;
- pentru presiuni de supraalimentare ridicate se recomandă adoptarea unei valori λ_z mai scăzute.

Pentru diferite categorii de motoare, valorile temperaturii T_z corespunzătoare regimului nominal determinate cu relația (2.51) se recomandă să fie situate între limitele următoare [11, 17]:

MAS 2400 – 2900 [K]

MAC

- rapide 1800 – 2400 [K]
- lente 1700 – 2200 [K]

Calculul presiunii maxime a ciclului rotunjit (corectat). La nivelul ciclului rotunjit, valoarea presiunii maxime reale, p_{\max} , în cazul MAS-ului, diferă de valoarea $p_z = \lambda_z p_c$ determinată la nivelul ciclului de calcul nerotunjit, fiind mai mică. Corectarea ciclului teoretic conduce la valori ale *presiunii maxime* reprezentând cca. $(0,85 \dots, 0,92) \cdot p_z$, cuprinse între următoarele limite:

MAS 3,5 – 7,5 [MPa]

MAC

- rapide 5,0 – 12 [MPa]

- lente 4,5 – 5,5 [MPa].

Presiunea la sfârșitul arderii, precum și variația presiunii în cilindru, depind de o serie de factori precum excesul de aer, avansul la aprindere sau la injecție, forma camerei de ardere, natura combustibilului ș.a. În general presiunile maxime sunt atinse după PMI, într-un interval unghiular cuprins între 12 ..., 20 [°RAC] la MAS și 15 ..., 20 [°RAC] la MAC. Pe durata arderii, în special la MAC-uri interesează viteza de creștere a presiunii, caracterizată prin raportul dintre creșterea presiunii și durata de creștere a acesteia, exprimată în grade de rotație ale arborelui cotit, adică $\Delta p / \Delta \alpha$. La MAC-urile rapide valoarea acestui raport poate ajunge la 0,8 ..., 1 [MPa/°RAC], deși valoarea optimă recomandată este situată între 0,4 ..., 0,6 [MPa/°RAC]. La MAS-uri limita acestui raport, care denotă deja o funcționare dură a motorului este situată între 0,15 ..., 0,2 [MPa/°RAC].

Determinarea volumului ocupat de gaze la sfârșitul arderii. Volumul gazelor la sfârșitul arderii vizibile, V_z , depinde, în principal, de gradul de destindere prealabilă $\rho = V_z / V_c$. La MAS acesta ia valoarea $\rho = 1$ și $V_z = V_c$. La MAC-uri rapide, acest volum va fi:

$$V_z = \rho V_c = \frac{\mu_t}{\lambda_z} \frac{T_z}{T_c} V_c \quad [\text{dm}^3]; \quad (9.37)$$