

Doru BĂLDEAN

Suport curs

Motoare în Doi Timpri

UT Press

Cluj-Napoca, 2014

ISBN 973-606-737-021-8

Cuprins

Rezumat Curs Motoare în Doi Timpi

Abstract of ongoing support for two stroke engines

1. Introducere Curs Motoare în Doi Timpi

- 1.1. Aspecte generale privitoare la tema studiată
- 1.2. Scopul principal și obiectivele specifice ale cursului
- 1.3. Conținutul tematic al studiului și structura cursului
- 1.4. Concluzii 1

2. Stadiul actual al motoarelor în doi timpi

- 2.1. Principiul de funcționare a motorului în doi timpi
- 2.2. Realizări actuale în domeniul motoarelor în doi timpi
- 2.3. Analiza performanțelor motoarelor în doi timpi
- 2.4. Studiul proceselor funcționale ale motoarelor în doi timpi
- 2.5. Perspectivele progresului motoarelor în doi timpi
- 2.6. Concluzii 2

3. Analiza soluției constructive studiate

- 3.1. Aspectele generale privind soluțiile studiate
- 3.2. Aspectele de calcul matematic privind soluția studiată
- 3.3. Concluzii 3

4. Calculul cinematic al elementelor mobile

- 4.1. Analiza cinematicii mecanismului bielă-manivelă
- 4.2. Modelarea forțelor rezultante din mecanismul bielă-manivelă
- 4.3. Momentul total al motorului policilindric
- 4.4. Calculul forțelor care acționează pe fusul maneton și fusul palier
- 4.5. Definirea ciclului operațional
- 4.6. Concluzii 4

5. Analiza prin calcul a elementelor fixe și mobile

- 5.1. Analiza prin calcul a elementelor de susținere
- 5.2. Calculul cămășii cilindrului motorului
- 5.3. Calculul pistonului

- 5.4. Calculul bolțului de piston
- 5.5. Calculul segmentelor
- 5.6. Calculul arborelui cotit
- 5.7. Concluzii 5

6. Modelarea eficienței termice a motorului studiat

- 6.1. Definirea parametrilor initiali
- 6.2. Procesul de schimbare a gazelor
- 6.3. Parametrii procesului de comprimare
- 6.4. Parametrii procesului de ardere
- 6.5. Calculul destinderii
- 6.6. Determinarea dimensiunilor fundamentale ale motorului
- 6.7. Concluzii 6

7. Aspecte privitoare la simularea M.A.I. în doi timpi

- 7.1. Aplicațiile specifice
- 7.2. Construcția modelului MAI în cadrul aplicației de simulare
- 7.3. Achiziția și centralizarea rezultatelor simulării
- 7.4. Interpretarea rezultatelor obținute prin simulare
- 7.5. Concluzii 7

8. Aspecte privitoare la securitatea operațională

- 8.1. Norme de tehnica securității și protecției muncii
- 8.2. Concluzii 8

9. Concluzii. Contribuții. Perspective.

- 9.1. Concluzii și observații finale
- 9.2. Contribuții personale
- 9.3. Perspective de dezvoltare ale studiului

BIBLIOGRAFIE

REZUMAT CURS MOTOARE ÎN DOI TIMPI

Motoarele cu ardere internă sunt deocamdată cele răspândite și cele mai utile mașini termice. Ele generează peste 80% din energia generală în lume prin diferite metode. Datorită capacității, randamentului și duratei îndelungate de lucru, motoarele sunt utilizate în aproape toate domeniile de activitate, cu precădere în transporturile terestre și navale.

În cadrul cursului prezentat în continuare se tratează în detaliu problematica motoarelor în doi timpi atât din punct de vedere teoretic prin studii bibliografice extinse, cât și din punct de vedere aplicativ prin cercetări efective folosind programe de simulare și metode de modelare matematică a diferitelor mărimi care definesc caracteristicile ciclului funcțional. Se realizează astfel o analiză introductivă în problematica abordată prin studiile dezvoltate în cadrul cursului, în cadrul căreia se expun aspectele generale ale temei de cercetare, scopul principal și obiectivele specifice ale cursului, precum și conținutul tematic al lucrării. Se definește structura întregului suport de cercetare. Prin suportul de curs prezentat aici se urmărește ca scop principal evidențierea soluției optime a motorului cu ardere internă bazat pe un ciclu funcțional în doi timpi care să constituie o alternativă viabilă pentru motoarele cu patru timpi. Datorită funcționării în condiții acceptabile cu mai puține mișcări efective și mai puține piese, un astfel de motor dezvoltă o putere sporită, cu pierderi mai reduse la arborele cotit, fapt care îl readuce în primul plan al cercetărilor în domeniu și îl prezintă ca pe o alternativă atractivă în domeniul opțiunilor privitoare la sistemele de transformare a energiei.

Se studiază nivelul actual al cercetărilor în domeniul motoarelor în doi timpi, realizându-se mențiuni clare și obiective privitoare la contribuțiile aduse odată cu dezvoltarea motorului Orbital. Se prezintă tendințele noi în domeniul controlului electronic al motoarelor în doi timpi cu ajutorul sistemelor cu microprocesor pentru motoare și autovehicule. În acest context se prezintă în detaliu principiul de funcționare al motoarelor în doi timpi, respectiv ciclul operațional al motoarelor care sunt alimentate cu amestec carburant stratificat. Se realizează o analiză a performanțelor motoarelor în doi timpi. Se studiază tot în cadrul stadiului actual ordinea și particularităților proceselor funcționale ale motoarelor în doi timpi, precum și o serie de perspective în vederea progresului acestui tip de motoare. Cursul este structurat pe 9 capitole, în care se abordează atât aspecte generale sau cronologice privitoare la diferitele tipuri de motoare cu ardere internă, dar și realizările până la acest moment, varianta aleasă pentru studiu cu adaptările specifice direcției de cercetare propuse, calculele de ordin cinematic a elementelor mobile ale mecanismului motor.

ABSTRACT OF ONGOING SUPPORT FOR TWO STROKE ENGINES

Internal combustion engines are actually the most popular and most utility thermal engines. They are generating over 80% of energy amount in the whole world through different methods. Due to their capacity, efficiency and operating expectancy period, internal combustion engines are used in almost all activity fields, especially in terrestrial and naval transports.

In the ongoing support presented below are treated in details all the problems of the two stroke engines either from a theoretical point of view through extended references study or from an applicative point of view through effective researches using simulation programs and mathematical modeling methods of different parameters which defines the operational cycle characteristics. There is realized a specific introductive analyze in the solved problem field through the studies developed in the ongoing support, an introduction which presents the general of the research subject, the main aim and specific objectives of the ongoing support, as well as the work thematic content. It is defined the entire research project structure. Through the ongoing support presented below it is aimed toward the main objective of making obvious the optimal solution for internal combustion engine based on a two stroke operational cycle which constitutes a viable alternative compared with the four stroke engines. Due to the operation in acceptable conditions with less effective movements and less components, such an engine develops a higher power, with reduced losses at the crankshaft, a fact which brings it in the first level of researches in the engines domain and presents it as an attractive alternative in the options field concerning the energy transformation systems.

It is studied the research state of the art in the field of two stroke engines, realizing eloquent specifications and objectives concerning the contributions brought with Orbital engine development. There are also presented the new tendencies in the electronic control field with the aid of microprocessor systems for engines and vehicles. In this context is shown quite in detail the operational principle of two stroke engines, respectively the operational cycle of stratified itake-charge supplied engines. There is analyzed the two stroke engine performances. It is also studied the sequence and specifications of engines proceses in order to facilitate the progress of this kind of engines. The project is structured on 9 chapters, in which it is treated either the general and chronological aspects concerning the different types of internal combustion engines, or the land marks to this moment, the solution for study with the specific adaptations toward the proposed research trend, mathematical models for the kinematic calculus of the mobile components in the motor mechanism.

1. INTRODUCERE CURS MOTOARE ÎN DOI TIMPI

1.1. Aspecte generale privitoare la tema studiată

Motoarele cu ardere internă sunt cele mai populare și cele mai răspândite mașini termice. Ele produc mai mult de 80% din energia generală în lume prin diferite metode. Datorită capacității, randamentului și duratei îndelungate de lucru, motoarele sunt utilizate în aproape toate domeniile de activitate, cu precădere în transporturile terestre și navale.

Primul motor a apărut în 1860, fiind inventat de francezul Etienne Lenoir. Motorul era în doi timpi și dezvoltă 1,1 kW, funcționând cu un amestec carburant compus din aer-gaz de iluminat.

În 1876 a fost dezvoltat ciclul de funcționare a primului motor în patru timpi de către inginerul și antreprenorul german Otto.

Industria constructoare de motoare este confruntată acum cu probleme importante. Se are în vedere creșterea fiabilității și a rezistenței la uzare, utilizarea diferiților combustibili, reducerea nivelului de poluare. Soluționarea acestor probleme impune perspicacitate în proiectare, respectiv utilizarea unor materiale și tehnologii noi pentru piesele motoarelor. Automobilul modern solicită un motor performant energetic, simplu din punct de vedere constructiv, ecologic, ieftin și dinamic. Pentru a răspunde acestor exigențe, cercetătorii proiectanți și constructorii de automobile și-au fixat ca obiective prioritare, realizarea de grupuri motopropulsoare inovative și perfecționarea motoarelor cu ardere internă clasice. Cercetătorii de la Ford, IFP (Institut Français du Pétrole), Peugeot, Renault, Orbital Engine, Fiat, General Motors, Chrysler, Toyota, Honda au studiat printre altele o serie de posibilități de modernizare a motoarelor în doi timpi. Rezultatele care s-au obținut sunt remarcabile. Unele tipuri de motoare sunt dezvoltate prin perspicacitatea proiectanților, care se regăsește în ingenioasele soluții constructive optimizate și în electronica de înaltă performanță, utilizată în comanda și reglarea proceselor.

1.2. Scopul principal și obiectivele specifice ale cursului

Prin suportul de curs prezentat aici se urmărește ca scop principal evidențierea soluției optime a motorului cu ardere internă bazat pe un ciclu funcțional în doi timpi care să constituie o alternativă viabilă pentru motoarele cu patru timpi. Datorită funcționării în condiții acceptabile cu mai puține mișcări efective și mai puține piese, un astfel de motor dezvoltă o putere sporită, cu pierderi mai reduse la arborele cotit, fapt care îl readuce în

primul plan al cercetărilor în domeniu și îl prezintă ca pe o alternativă atractivă în domeniul opțiunilor privitoare la sistemele de transformare a energiei.

Obiectivele specifice ale studiului realizat sunt multiple și cuprind printre altele și următoarele aspecte:

- prezentarea suficient de detaliată a particularităților funcționale ale ciclului operațional al motorului în doi timpi, cu diferitele sale variante constructive,
- analiza nivelului de progres la care s-a ajuns în domeniul motoarelor cu ardere internă ce funcționează în doi timpi,
- definirea unei soluții optime de studiu, care să fie utilizată pentru realizarea calculelor de reproiectare și simulare a unui ciclu complet de funcționare a acestui tip de motor,
- studiul și analiza detaliată a motoarelor „orbital” cu funcționare pe un ciclu operațional în doi timpi,
- studiul motoarelor cu ardere internă în doi timpi cu amestec carburant stratificat,
- analiza perspectivelor de progres ale motoarelor în doi timpi,
- prezentarea soluției constructiv funcționale stabilite pentru a constitui baza de pornire a studiului derulat,
- realizarea unui calcul cinematic al elementelor mobile ale mecanismului motor,
- dezvoltarea analizei din punct de vedere cinematic a deplasării, vitezei și accelerației pistonului, a forțelor principale ce acționează asupra mecanismului motor care contribuie la transformarea energiei chimice a combustibilului în lucru mecanic, a momentului motor total,
- determinarea prin calcul a forțelor ce acționează la nivelul fusurilor paliere și manetoane ale motorului în timpul funcționării,
- definirea structurii unui ciclu operațional pentru motorul în doi timp luat în studiu,
- analiza prin calcul a elementelor suport sau de susținere ale mecanismului motor, între care pot fi menționate chiulasa, blocul motor s.a.,
- modelarea prin calcul matematic a eficienței termice a motorului în doi timpi luat în studiu,

- calculul de dimensionare a motorului studiat,
- dezvoltarea unor aspecte privitoare la simularea proceselor principale care au loc în motorul cu ardere internă în doi timpi,
- construcția modelului pentru simulare a motorului în doi timpi,
- studiul aspectelor ce privesc securitatea operațională,
- precum și analiza perspectivelor de dezvoltare a tematicii deschise în vederea cercetărilor în domeniu.

1.3. Conținutul tematic al studiului și structura cursului

Luând în considerare scopul principal al cursului, precum și obiectivele specifice ale cercetării și studiului propus pe această cale, conținutul tematic al lucrării este format din două probleme principale:

- abordarea analizei motorului în doi timpi în variantele sale tradiționale,
- dezvoltarea prin calcul și simulare a unor soluții inovative care pot fi adaptate în structura ciclului funcțional al motorului în doi timpi în vederea optimizării acestuia.

Conținutul secțiunilor scrise efective ale lucrării trebuie să trateze în detaliu aceste probleme majore ale temei de cercetare propuse și să sublinieze oportunitățile privind aspectele de progres și dezvoltare.

Astfel lucrarea prezentată aici ca suport de curs este structurată pe 9 capitole, cu subcapitole specifice în fiecare caz particular, în care se abordează atât aspecte generale sau cronologice privitoare la diferitele tipuri de motoare cu ardere internă, dar și realizările până la acest moment în domeniul motoarelor în doi timpi, varianta aleasă pentru studiu cu adaptările specifice direcției de cercetare propuse, calculele de ordin cinematic a elementelor mobile ale mecanismului motor, o serie de aspecte privitoare la calculul elementelor principale fixe ale motorului în doi timpi, aspecte privind posibilitățile de modelare și simulare a motoarelor cu ardere internă în doi timpi, respectiv indicațiile și normele privitoare la securitatea operațională în timpul funcționării acestor motoare, concluziile finale ale lucrării, sublinierea contribuțiilor personale și evidențierea potențialelor direcții de dezvoltare a cercetărilor în domeniul motoarelor cu ardere internă în doi timpi.

În rândurile care urmează se vor sublinia o serie de idei cu un caracter de sinteză privitoare la aspectele generale ale secțiunii introductive a lucrării.

1.4. Concluzii 1

În primul capitol al cursului s-au subliniat aspectele generale ale construcției motoarelor cu ardere internă destinate industriei automobilelor, insistându-se în special asupra direcțiilor istorice semnificative privitoare la evoluția motoarelor în doi timpi.

S-a specificat de asemenea scopul principal al cursului, precum și obiectivele specifice ale lucrării sau studiului de cercetare dezvoltat în vederea întocmirii acestuia. S-a analizat conținutul tematic al întregului studiu inițiat cu această ocazie și s-a prezentat structura întregii lucrări scrise în acest sens. Toate acestea fiind statuate este oportună trecerea la faza următoare a dezvoltării studiului prin analiza stadiului actual al cercetărilor și realizărilor în domeniul motoarelor cu ardere internă ce funcționează pe principiul unui ciclu operațional în doi timpi, adică în două deplasări ale pistonului și o rotație a arborelui cotit. Această analiză detaliată se realizează în capitolul specific, care cuprinde studiul principiului funcțional al motorului în doi timpi, prezentarea variantelor acestuia, atât din punct de vedere constructiv, cât și funcțional, respectiv direcțiile în care aceste motoare progresează datorită implementării unor idei inovative.

2. STADIUL ACTUAL AL MOTOARELOR ÎN DOI TIMPI

2.1. Principiul de funcționare a motorului în doi timpi

La motorul în doi timpi, ciclul motor se desfășoară pe durata a două curse ale pistonului, cărora le corespunde o singură rotație a arborelui cotit (Fig. 2.1). Fazele de funcționare ale acestui motor sunt aceleași ca și la motorul în patru timpi. Deosebirea constă în faptul că, în cazul motorului în doi timpi, cele patru faze de funcționare sunt grupate două câte două.

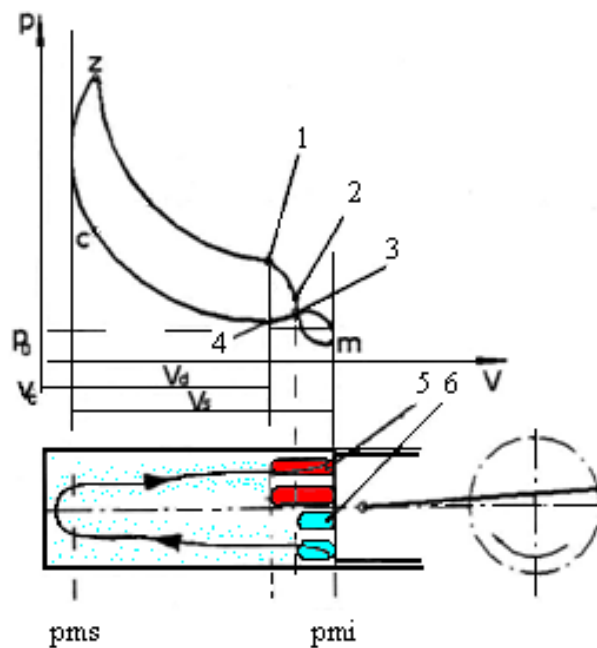


Fig. 2.1. Ciclul funcțional al unui motor în doi timpi [6]

La motorul în doi timpi de asemenea putem distinge cazul MAS și cazul MAC. În cazul unui MAS la deplasarea pistonului de la PMS la PMI (timpul I) are loc destinderea gazelor din cilindru până la deschiderea luminilor de evacuare *dle* (1), apoi are loc deschiderea luminilor de baleiaj *dlb* (2) iar la cursa inversă a pistonului (timpul II), se închid mai întâi luminile de baleiaj *ilb* (3) (admisie) apoi cele de evacuare *ile* (4), urmând comprimarea amestecului până în punctul *c* unde se produce aprinderea urmată de ardere.

În cazul MAC se aspiră aer, se comprimă aer, combustibilul fiind injectat în punctul *i*. La un astfel de ciclu, oricum ar fi el, se disting pe grafic (Fig. 2.2) cele două curse, de la pmi la pms și de la pms la pmi, ale pistonului, trasând cele două tangente verticale extreme, în A și C, care arată pozițiile pistonului la cele două puncte moarte: superior (în 1) și inferior (în 2). Lucrul mecanic, care este reprezentat în suprafața închisă între curba de evoluție a gazului

și axa volumelor, este odată pozitiv și anume în cursa motoare când presiunea are același sens cu deplasarea pistonului (suprafața 1ABC2) și odată negativ (suprafața 2 CDA1) în cursa de compresie realizată decătore piston. Lucrul mecanic rezultat este diferența dintre suprafața care reprezintă lucrul mecanic pozitiv și suprafața care reprezintă lucrul mecanic negativ, adică lucrul mecanic rezultat pentru ambele curse este suprafața închisă de către ciclul ABCDA. Deoarece presiunea p variază continuu de-a lungul ciclului, conform curbei de evoluție a gazelor în cilindru, suprafața închisă de ea se poate afla împărțind-o în fâșii verticale foarte înguste de aceeași lățime și făcând apoi suma suprafețelor tuturor acestor fâșii.

Dacă lățimea unei fâșii se notează cu ΔC (deplasarea elementară a pistonului), lățimea ei fiind presiunea p corespunzătoare, suprafața fâșiei reprezintă lucrul mecanic elementar: $\Delta L = p \Delta C$. Lucrul mecanic total L se află deci făcând suma tuturor lucrurilor mecanice elementare ΔL , adică:

$$L = \sum \Delta L = \sum p \cdot \Delta C \quad (2.1)$$

Se numește presiune medie în timpul unui ciclu presiunea constantă care ar avea ca rezultat același lucru mecanic ca și presiunea variabilă pe care o exercită gazele pe piston în timpul respectivului ciclu.

Grafic, presiunea medie a ciclului întreg corespunde cu înălțimea unui dreptunghi care ar avea ca lungime cursa C a pistonului și, ca suprafață, o arie egală cu cea închisă de diagrama ciclului de transformare a gazului în cilindru.

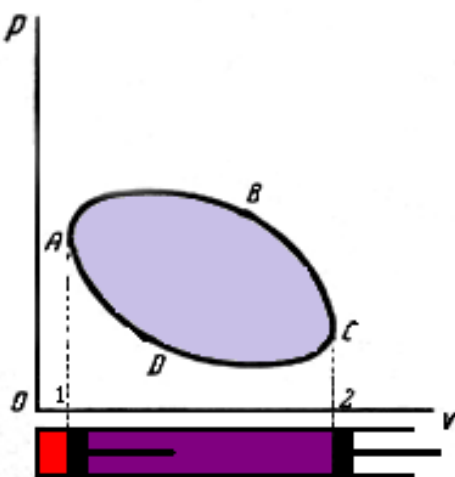


Fig. 2.2. Ciclu în doi timpi [19].

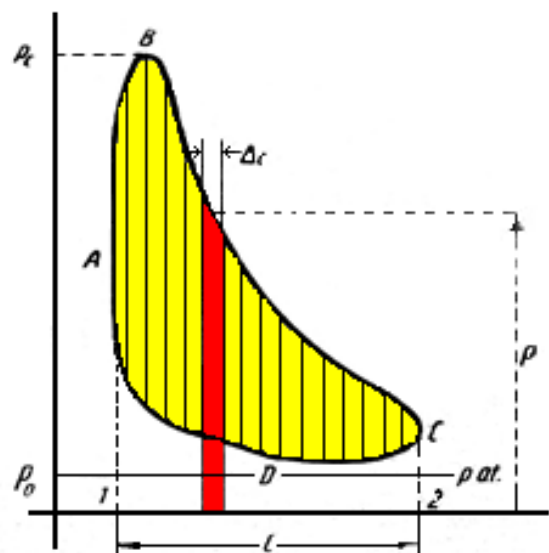


Fig. 2.3. Integrarea suprafeței ciclului [18].

După cum suprafața de transformare ABCDA este obținută din diferența dintre suprafața pozitivă 1ABC2 și suprafața negativă 2CDA1, în mod similar și dreptunghiul presiunii medii este obținut din diferența dintre dreptunghiul echivalent al suprafeței pozitive 1ABC2 minus dreptunghiul echivalent al suprafeței negative 2CDA1.

Ambele dreptunghiuri, având aceeași lungime egală cu cursa C a pistonului, diferența dintre suprafețele lor este proporțională cu diferența de presiune medie.

Diagrama teoretică. Se presupune cilindrul umplut cu gaze proaspete, când pistonul se găsește în punctul mort inferior. Pistonul deplasându-se până în punctul mort superior, comprimă gazele proaspete. Variația presiunii din cilindru este reprezentată prin curba AB (Fig. 2.4). La sfârșitul compresiei are loc aprinderea, când instantaneu se face și explozia, iar presiunea se ridică brusc (dreapta BC), împingând pistonul din punctul mort superior în punctul mort inferior (curba CD). Înainte ca pistonul să ajungă în punctul mort inferior, fereastra de evacuare este deschisă și presiunea din cilindru scade brusc la presiunea atmosferică (dreapta DE).

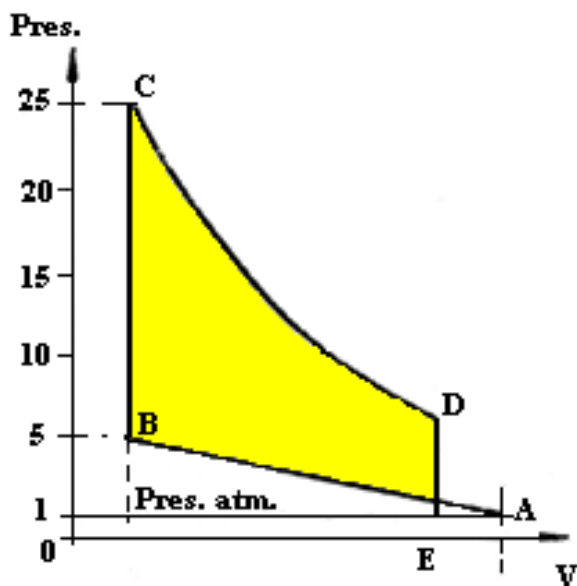


Fig. 2.4. Diagrama teoretică a motorului în doi timpi [17].

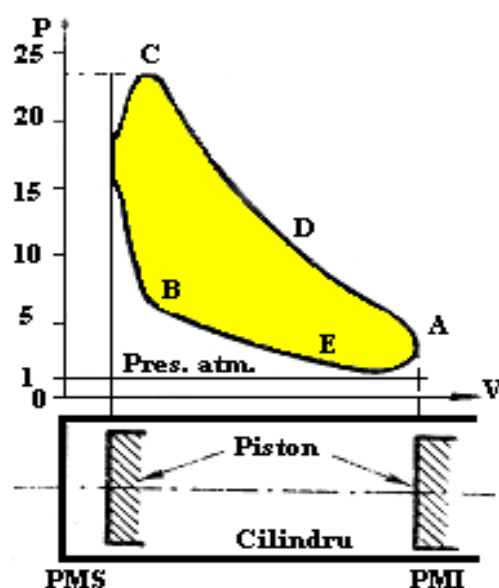


Fig. 2.5. Diagrama reală a motorului în doi timpi [15].

Aproape în același timp este descoperită fereastra de admisie, când gazele proaspete pătrund înăuntrul cilindrului, iar cele arse sunt evacuate în afara acestuia. Teoretic, presiunea este egală cu presiunea atmosferică (dreapta EA).

Diagrama reală. În cazul diagramei reale (Fig. 2.5) unghiurile sunt rotunjite. Curba de explozie începe în punctul B, deoarece crește avansul la aprindere, iar presiunea începe să crească după curba BC. Destinderea este reprezentată prin curba CD.

În punctul D începe evacuarea care continuă până în punctul A și apoi, pe o scurtă parte din cursa de revenire, până la punctul E. În același timp se face și admisia. Compresia începe în punctul E, și este reprezentată prin curba EB.

Diagrama reală este reprezentată deasupra liniei atmosferice, deoarece presiunea, în interiorul cilindrului, în timpul evacuării și al admisiei, este totdeauna superioară presiunii atmosferice.

Din cele de mai sus rezultă că ciclul de funcționare al motorului în doi timpi are loc la o singură rotație a arborelui cotit. Spre deosebire de motorul în patru timpi, la motorul în doi timpi lipsesc timpii de aspirație și evacuare, ca timpii independenți care necesită o rotație întreagă a arborelui cotit. Aceștia se înlocuiesc prin procese care se desfășoară în perioade scurte aparținând timpilor principali de *destindere* și *compresiune*.

Funcționarea motorului după ciclul în doi timpi duce la o însemnată creștere a puterii acestuia. Ținând seama de creșterea numărului ciclurilor active, în unitatea de timp ar trebui să rezulte o putere dublă a motorului. Totuși, datorită existenței unor porțiuni de curse moarte în perioada evacuării și a baleiajului, puterea motorului în doi timpi este în mod practic numai cu 60÷70% mai mare decât puterea unui motor în patru timpi având cilindri cu aceleași dimensiuni și aceeași turație. O parte din scăderea puterii se datorează și consumului de energie a pompei de baleiaj.

Având în vedere faptul că timpul consumat cu procesele de „curățire” a cilindrului de producții de ardere și de umplere cu amestec proaspăt este mult mai scurt la motorul în doi timpi, a apărut necesitatea ca pentru baleiajul cilindrului aerul să fie introdus sub presiune. Pentru aceasta există pompe de baleiaj speciale, acționate de arborele motorului, pompe care comprimă aerul de baleiaj în cantitatea necesară până la presiunea de baleiaj, care este, de obicei, de 1,2÷1,35 atm.

2.2. Realizări actuale în domeniul motoarelor în doi timpi

Motorul în doi timpi a fost inventat de Dugald Clerk în Anglia la sfârșitul secolului al XIX-lea. Acest motor se baza pe comprimarea amestecului în carter și pe controlul ferestrelor de admisie și de evacuare de către piston.

Primele motoare în doi timpi au fost realizate de către Edward Butler în 1887 și de către J. D. Roots în 1892, ambele motoare echipând tricicluri.

Cercetări ample au fost realizate de către Alfred Scott în primul sfert al secolului al XX-lea. Datorită avantajelor acestui tip de motor acestea au căpătat o răspândire mare în rândul motocicletelor, și a altor mașini cum ar fi: motofierăstraie, motocositoare, motoare de bărci.

Folosirea motorului în doi timpi la echiparea automobilelor are o istorie interesantă. Încă din anii 60 acest tip de motor echipa automobile Auto-Union în Germania de vest, Warburg în Germania de est. Unele încercări le-a avut și Saab din Suedia. Recent Suzuki a construit automobile din clasa mică echipate cu motoare în doi timpi. Datorită faptului că au crescut cerințele în domeniul poluării aceste motoare se folosesc din ce în ce mai puțin în industria automobilelor datorită faptului că acestea poluează mai mult decât cele în patru timpi. Există cercetări realizate pentru îmbunătățirea performanțelor. Actualmente acesta se utilizează la mașinile de grădină, la motocicletele de cilindree mică, la motoarele de bărci, în construcția navală, în construcția autovehiculelor la echiparea unor camioane cu motoare diesel în doi timpi precum și pentru echiparea unor locomotive cu motoare diesel în doi timpi. Aceste motoare se pretează și la curse datorită performanțelor acestora.

2.2.1. Analiza motorului ORBITAL în doi timpi și a variantelor acestuia

În anul 1989, inventatorul australian, de origine iugoslavă, Ralph Sarich, prezintă în cadrul unor expoziții de specialitate, un motor în doi timpi, cu trei cilindri pentru care a îmbunătățit principiile acestui tip de motor.

Inițial el începuse cercetările asupra unui motor rotativ, tip WANKEL, al cărui piston descria o orbită specifică, prin care se depășeau multiplele probleme de etanșeitate, atât de precare la acest motor. Deoarece această optimizare a motorului WANKEL nu reușea să conducă la depășirea performanțelor M.A.S.-ului clasic, societatea ORBITAL ENGINE și-a îndreptat ulterior preocupările asupra noului sistem de injecție directă, testat pe ORBITAL I, dar care putea fi adaptat pe orice fel de motor.

Injecția directă, prin intermediul aerului comprimat (conform principiului deja utilizat pentru motoarele cu aprindere prin comprimare de pe autocamioanele grele), asigură posibilitatea ca amestecul “aer-combustibil” să fie foarte fin pulverizat și să se dizolve în aerul, care vine din carter, în cazul motorului în doi timpi. Deoarece ideea lui Sarich de a combina injecția directă a combustibilului, în echicurent (care permite intrarea încărcăturii proaspete în camera de ardere, după ce luminile de evacuare au fost închise), cu pulverizarea fină a aerului este într-adevăr inedită și cât se poate de originală.

Această injecție pneumatică se realizează, cu ajutorul unui compresor ROOTS, la presiune joasă – de 5 daN/cm^2 – permițând obținerea unei arderi stratificate a unui amestec sărac. Pentru formarea amestecului sunt necesare 4 ms.

Acest amestec fiind injectat în proximitatea bujiei, se aprinde și arde cu ușurință, asigurând propagarea flăcării și a procesului arderii în întregul volum al cilindrului.

În felul acesta, Sarich constată că la motorul în doi timpi se pot evita scăpările de încărcătură proaspătă pe parcursul procesului de evacuare.

De aceea s-a concentrat și a continuat cercetările în această direcție, de asemenea, pentru a ataca și cealaltă problemă vulnerabilă a motorului în doi timpi: cuplu scăzut la sarcini reduse, cu regimul de mers în gol instabil și mai ales, cu dificultăți în problema lubrifierii.

Propunerea lui Sarich, în acest sens, este de a asigura lubrifierea prin intermediul unei pompe separate, pentru a se putea evita amestecul uleiului cu combustibilul. Apoi, prin niște duze speciale, fluidul proaspăt este stropit asupra pereților cilindrului. De aici, uleiul de ungere uzat, ajunge în colectorul de evacuare. Iar adoptarea rulmenților cu role a contribuit la reducerea sensibilă a consumului de combustibil (aprox. 1 litru la 2500 km).

Iar pentru a majora cuplu motor la regimurile de sarcini reduse și de mers în gol, admisia din carter este controlată cu niște clapete, care se deschid în decursul aspirației și se închid în momentul comprimării. Iar luminile de evacuare sunt prevăzute cu un sertar rotativ, care controlează debitul. Se constată însă că soluțiile adoptate de firma ORBITAL nu sunt absolut originale. Dar rezultatul obținut cu prototipul dezvoltat este pozitiv: cu un motor cu trei cilindri, având doar 1200 cm^3 capacitatea cilindrică care cântărește mai puțin de 50 kg (41 kg), (adică jumătate din greutatea unui motor în patru timpi, de aceeași putere), se obține o putere de 91 CP (67 kW). Cuplul devine surprinzător de mare, începând de 600 rot/min, atingând 140 Nm la 3500 rot/min, iar consumul de combustibil se reduce cu 10÷20%, datorită faptului că motorul ORBITAL a ajuns să funcționeze cu amestecuri extrem de sărace (raportul “aer/combustibil”=70/1, față de cele obținute 15/1). În felul acesta, s-a influențat în sens pozitiv randamentul injecției pneumatice.

În privința poluării mediului înconjurător, chiar dacă motorul în doi timpi – ORBITAL – nu este adaptabil utilizării unor convertoare catalitice cu trei căi, problema își găsește soluționarea în felul următor: acest motor care funcționează cu amestecuri sărace, nu degajă practic, NO_x . Dar, funcționând cu exces mare de aer, evacuează hidrocarburi nearchive (HC) și monoxid de carbon (CO). Deci, este suficient a dota acest motor cu un catalizator deschis de oxidare, cu două căi cu platină și paladiu, care se poate realiza la un preț rezonabil (nefolosind rodiu, mult mai costisitor) și care funcționează în permanență, fără a influența consumul de combustibil.

Astfel prototipul motorului, montat pe un autovehicul FORD, a trecut fără impedimente testele antipoluare din S.U.A.

După ce prototipul a fost supus unor încercări de anduranță extrem de pretențioase, pe care a reușit să le depășească, firmele FORD din S.U.A. și MAZDA din Japonia au achiziționat licențele de fabricație pentru ca, în urma altor numeroase cercetări, să reușească a valorifica elementele pozitive ale invenției lui R. SARICH. Se prevede că pentru motoarele în doi timpi, concepute și executate în bune condiții, reparațiile mecanice ar fi practic inexistente.

Chiar și curățarea de calamină, periodic efectuată pe motoarele clasice în doi timpi, nu va mai fi necesară, deoarece uleiul nu se mai amestecă cu combustibilul, în cazul motorului ORBITAL.

Apoi, trebuie luat în considerare și faptul că sistemul de distribuție al unui motor echivalent în patru timpi, conține aproximativ 170 elemente în plus, față de ORBITAL, care se poate lipsi și de sistemul electronic, necesar de obicei la convertizoarele catalitice antipoluare. Se poate constata avantajul simplității și robusteții acestui tip de motor în doi timpi.

Din cele prezentate, se poate deduce că asigurarea succesului reconsiderării motorului în doi timpi se datorează:

- injecției directe de combustibil;
- arderii stratificate a amestecului combustibil.

Datorită procesului de ardere stratificată, în prima etapă este aprinsă și participă la procesul de ardere doar o cantitate redusă de amestec bogat, din imediata apropiere a bujiei.

Apoi, nucleul de flacără care rezultă, se propagă în masa amestecului combustibil mult mai sărac, deci, având drept rezultat produse ale arderii mai puțin poluante. Se afirmă chiar, în acest caz, că arderea este relativ “curată”.

Pentru a preveni dezavantajul cel mai important al motorului în doi timpi, amestecarea gazelor de evacuare cu încărcătura proaspătă, SARICH folosește pentru prototipul ORBITAL din anul 1990 supape de evacuare. În acest caz, jetul de combustibil, fin pulverizat, prin intermediul aerului comprimat de compresor, este injectat pe cale pneumatică în camera de ardere la finele cursei de comprimare, după ce supapa de evacuare a fost închisă.

În felul acesta, particulele fine de combustibil ard mult mai complet, iar închiderea supapei de evacuare împiedică combustibilul ners să fie evacuat în atmosferă. Acest motor prototip are o cilindree de 2800 cm³, șase cilindri dispuși în V și cântărește doar 90 kg, producând 150 kW. Se apreciază de către specialiști că datorită electronicii și injecției directe de combustibil, introduse în anul 1990, motorul în doi timpi începe să devină competitiv comparativ

cu cel în patru timpi, existând chiar unele păreri că, în viitor, ar putea să-l și înlocuiască. Aceasta este părerea unor specialiști de la firma CHRYSLER – S.U.A.

Trebuie subliniat faptul că în urma numeroaselor studii efectuate până în anul 1993, avantajele motorului în doi timpi, în această etapă, rezultă din îmbunătățirea sistemului de alimentare a motorului. Folosind managementul electronic, se stabilește precis desfășurarea optimă a proceselor de admisie și evacuare.

Iar, prin folosirea injectoarelor cu solenoid se obține pulverizarea (“omogenizarea”) fină a amestecului carburant, care în felul acesta, va putea arde la viteze mai mari, satisfăcând condițiile extrem de dificile, impuse motorului în doi timpi. În final, s-a reușit să se despartă, în bune condiții, admisia de evacuare, adică, o cantitate mai redusă de combustibil nears va fi eliminat prin sistemul de evacuare, în mediul înconjurător, astfel încât emisiile vor scădea, iar eficiența motorului va crește (Fig. 2.6).

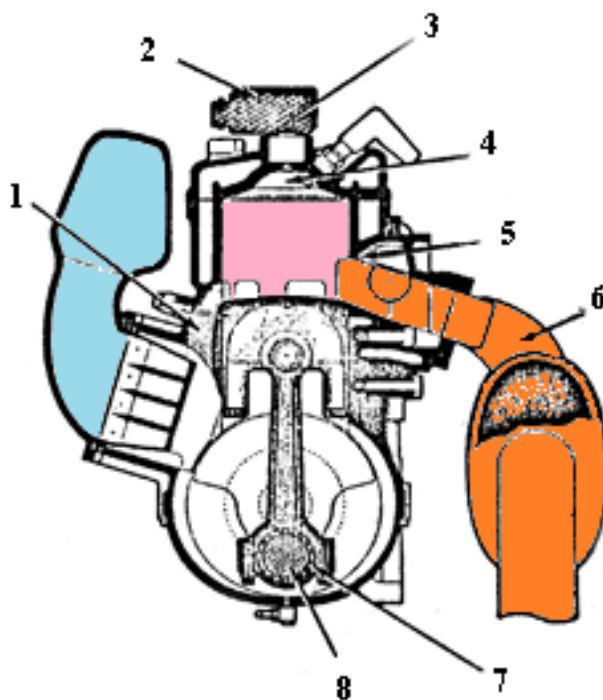


Fig. 2.6. Motorul ORBITAL [21]

1-sistemul de baleiaj; 2-sistemul de injecție pneumatică directă; 3-aer comprimat; 4-camera de ardere cu turbulență; 5-dispozitiv de control a fluxului gazelor de eșapament; 6-sistemul de evacuare; 7-rulmenți cu role; 8-sistemul de ungere

Pentru a se putea realiza acest progres, s-a introdus injecția directă a combustibilului în camera de ardere și nu în carter. Într-adevăr, baleiajul carterului se dovedise inefficient, în cazul motoarelor de automobile. De aceea, s-a trecut la injecția directă. Dar introducerea injecției directe a combustibilului în camera de ardere, cu toate că pare o soluție simplă, necesită unele inovații esențiale. Astfel, diametrul particulelor de combustibil, injectate în camera de ardere a motorului în patru timpi, prin intermediul injectoarelor este cuprins între 100÷150 micrometri. Deoarece, însă, arderea în motorul în doi timpi are loc de două ori mai frecvent, decât într-un

motor în patru timpi, trebuie ne-aparat, să se asigure condițiile de desfășurare mai rapidă a acestui proces. Între aceste condiții este și aceea de pulverizare a unor picături de combustibil cu diametrul de cel mult 10 μm . Soluția Ralph SARICH, pentru motorul ORBITAL, a adoptat, după cum s-a mai arătat, injecția combustibilului prin procedeul pneumatic, adică prin în intermediul aerului comprimat. Compresorul, montat în exteriorul motorului, produce și stochează aer comprimat, la circa 6 daN/cm², într-o cavitate specială a chiulasei. În același timp, un injector special injectează combustibil în aceeași cavitate. Amestecul obținut aici, va fi, apoi, introdus în cilindru prin intermediul unui ventil. Când acesta se deschide, aerul comprimat împinge, injectează un jet de amestec “aer-combustibil” pulverizat, în interiorul camerei de ardere a cilindrului. Acest amestec combustibil este omogen, cu picături foarte fine ($d_{\text{picăt}} < 10 \mu\text{m}$).

Finețea picăturilor de combustibil, din cadrul jetului, influențează direct asupra duratei procesului arderii. Întreg procesul trebuie să decurgă extrem de rapid. Astfel, durata deschiderii luminilor de admisie a amestecului combustibil și a arderii acestuia trebuie să fie de ordinul milisecundelor.

Uleiul de lubrifiere este introdus, cu ajutorul unei pompe, printr-o supapă acționată prin intermediul unui arc lamelar dispus pe canalizația de admisie a motorului.

Proiectanții motorului în doi timpi, ORBITAL, au fost nevoiți să analizeze și să soluționeze și problema imposibilității motorului în doi timpi convențional, de a face față unei game largi de sarcini. Specific pentru motorul în doi timpi convențional era funcționarea permanentă, cu clapeta obturatoare aproape sau complet deschisă. Dar, specific pentru regimurile de funcționare a automobilului, trebuie să fie posibilitatea de a face față unor situații cât mai variate, acoperind un domeniu operațional cât mai extins. Adică, clapeta-obturatoare a motorului de automobil trebuie, în câteva secunde, să treacă de la o poziție închisă, la una complet deschisă.

Pentru depășirea acestor probleme, compania ORBITAL a folosit comanda electronică a supapei de evacuare a motorului, asigurând în felul acesta variația duratei deschiderii secțiunii de evacuare. “Controlerul” (dispozitiv de reglare, de comandă sau control) pentru această funcție a fost realizat de firma ORBITAL în colaborare cu MOTOROLA.

Un motor electric cu reglaje în trepte (l. engl.: stepper motor), răspunde semnalului furnizat de controler, deschizând sau închizând evacuarea, după cum este necesar. În felul acesta, poate modifica și raportul volumetric de comprimare, ϵ , făcând posibilă funcționarea cu randament optim, la diferite sarcini ale motorului. Astăzi, se apreciază că fără comandă electronică digitală, motorul în doi timpi nu ar putea funcționa optim pe o gamă largă de sarcini. Totodată, posibilitatea funcționării motorului ORBITAL, în limite largi de sarcini, a fost determinată și de asigurarea stratificării încărcăturii proaspete, din punct de vedere al excesului

de aer. Cu alte cuvinte, se poate asigura o amestecare stratificată prin variația raportului “aer-combustibil”, al încărcăturii proaspete pulverizate de injectoare, prin comanda electronică adaptată la condiții.

Astfel, la sarcini reduse, amestecurile vor fi foarte sărace (până la 80/1), iar în sarcină plină, când clapeta va fi total deschisă, raportul devine cel stoichiometric, 14/1.

În același timp, variația acestui raport “aer/combustibil” al amestecurilor injectate, poate determina și o schemă stratificată, chiar în interiorul cilindrului motorului, în spațiul din jurul bujiei se va trimite un amestec bogat, iar în apropierea capului pistonului, unul sărac.

Funcționarea motorului cu amestecuri sărace, contribuie, atât la obținerea unor arderi corecte, complete, eficiente, cât și la reducerea emisiilor poluante ale motorului în doi timpi.

Într-adevăr, cercetările au demonstrat, că în cazul motorului ORBITAL, prin folosirea amestecurilor sărace, împreună cu variația deschiderii supapei de evacuare, se reușește să se reducă atât emisiile de HC (hidrocarburi) nearchive (care constituie unul dintre neajunsurile importante ale motorului convențional în doi timpi), cât și cele de NO_x.

Modele particulare de motoare ORBITAL în doi timpi

În urma rezultatelor semnificative, obținute cu acest motor, în legătură cu puterea specifică, cu consumul de combustibil și cu emisiile poluante, licența acestei construcții (după cum s-a mai arătat) a fost preluată de mai multe firme.

Astfel, motorul ORBITAL a fost montat pe autoturismul FORD FIESTA și s-a constatat că acesta nu diferă, practic, prin modul de funcționare al acestui vehicul dotat cu un motor convențional, de aceeași putere, după cum nici nu este mai zgomotos decât acesta.

Au fost executate și testate numeroase modele funcționale, prevăzute cu motorul ORBITAL, dintre care pot fi amintite următoarele.

Prototipul ORBITAL de 1200 cm³, cu trei cilindri, 63 kW, a fost montat pe un automobil FORD ESCORT, pentru a se face încercări comparative cu un motor original, convențional, al acestui model, de 1900 cm³ capacitate, 66 CP și cu patru cilindri. Se constată că performanțele motorului ORBITAL au fost superioare.

FORD se preocupă, însă, să perfecționeze un motor în doi timpi, pentru un nou tip de automobil mic (mai mic decât FIESTA, care este în prezent, cel mai mic). Acesta se află încă în faza de studii și cercetare (“concept-car”).

Proiectul utilizat pentru motor derivă din programul motorului ORBITAL în doi timpi, al firmei. Motorul a adoptat un sistem complex de injecție pneumatică directă a combustibilului pentru a putea reduce emisiile poluante, reușind să fie de putere mai mare și de gabarit mai redus

decât motorul echivalent, în patru timpi. Programul FORD include și cercetările motorului la scara 1:1, pentru a se asigura calitățile funcționale, constructive și fiabilitatea motorului. FORD susține, în urma probelor efectuate, că motorul prezintă o majorare de putere de 10% și o economie de combustibil între 15÷20%, comparativ cu motorul în patru timpi de capacitate cilindrică echivalentă.

Apoi, din punct de vedere dimensional, aceste motoare sunt cu 50÷70% mai compacte (înălțimea este redusă cu 100 mm, iar lățimea cu 70 mm), în timp ce greutatea sa este aproximativ 2/3 din greutatea unui motor echivalent, în patru timpi (între 30÷50% mai ușoare) și cu prelucrări mai puțin costisitoare în procesul de fabricație în proporție de 20÷30%, decât un motor similar în patru timpi.

Proiectul FORD-ORBITAL elimină majoritatea neajunsurilor motorului în doi timpi convențional în privința elementelor poluante. Se reușește aceasta, în mare măsură, prin adoptarea unui sistem complex de injecție a combustibilului și a unor comenzi și funcții electronice precise ale managementului procesului de ardere. În privința ungeri motorului, FORD urmărește, pe de o parte, să reducă cantitatea de ulei (raportul “ulei/combustibil” variază între 1/100÷1/400 în funcție de sarcină și turație), iar pe de altă parte, să utilizeze uleiurile de calitate superioară, cu formare redusă de funingine sau cenușă, sau complet lipsite de aceste produse ale arderii, pentru a se evita, formarea, de fum la ieșirea gazelor din eșapament.

Motorul a fost prezentat pentru prima dată la EXPOZIȚIA de MOTOARE de la BARCELONA în mai 1991.

Pe baza rezultatelor obținute, FORD împreună cu ORBITAL urmează să stabilească și să definitiveze pentru motoarele în doi timpi norme și standarde la un nivel cât mai ridicat, pentru calitatea și fiabilitatea acestora.

GENERAL MOTORS (G.M.) a achiziționat licența ORBITAL pentru a beneficia de posibilitatea cercetării în detaliu a funcționării unui astfel de motor în doi timpi pe un automobil MICRO, pentru doi pasageri, special prevăzut cu un motor de dimensiuni și de greutate redusă. Motorul testat este cu injecție directă comandată electronic și cu ardere stratificată a amestecului.

Motorul ORBITAL, cu trei cilindri, de 1500 cm³ capacitate cilindrică, produce 80 kW, adică o putere litrică de 54 kW/dm³, identică cu cea obținută de G.M. cu motorul său de mare performanță, QUAD-4, în patru timpi, cu patru cilindri, 16 supape, cu cilindrul de 2300 cm³ și care produce 118÷132 kW (adică 51÷57 kW/dm³). În schimb, motorul ORBITAL posedă doar jumătate din numărul componentelor și cântărește cu 40% mai puțin decât QUAD-4. G.M. susține că motorul funcționează la fel de uniform ca un motor în patru timpi cu șase cilindri.

Firma CHRYSLER – S.U.A., după ce nu a reușit să se redreseze cu modelul MERCURY MARINE, a încercat să lanseze pe piață o mașină mică, cu motor în doi timpi. În acest sens, a inițiat un program propriu de dezvoltare. Prototipul motorului în doi timpi este cu trei cilindri, de 1100 cm³ capacitate cilindrică, care cântărește cu aproximativ 30% mai puțin decât motorul echivalent în patru timpi, dar care produce o putere cu 40% mai mare, pentru un gabarit ocupat cu circa 33% mai redus. Simplitatea constructivă a motorului și consumul redus de combustibil au determinat premisele optimizării motorului, urmărindu-se să se obțină o putere litrică de 73 kW/dm³. Cercetătorii de la CHRYSLER afirmă că au dezvoltat peste 50 de variante experimentale ale motorului, în privința proceselor de schimbare a gazelor (admisia și baleiajul). S-a ajuns, de asemenea, la concluzia că e necesară utilizarea unei suflante exterioare, spre deosebire de sistemul tradițional de baleiaj în carter. De aceea, acest motor este denumit “cu injecție directă și baleiaj exterior” (lb. engl.: EXTERNAL BREATHING DIRECT INJECTION – E.B.D.I.). E.B.D.I. asigură flexibilitate în alimentarea corespunzătoare cu aer proaspăt, în cursul admisiei, în funcție de regimul de viteză și de sarcină a vehiculului. În același timp cu firma ORBITAL, firma CHRYSLER desfășoară un program propriu (proiect J. GOULART) de dezvoltare a motoarelor în doi timpi. Proiectul CHRYSLER se distinge de cel al companiei ORBITAL pe două direcții:

- în alimentarea cu combustibil;
- în realizarea baleiajului.

În loc să folosească, în exteriorul motorului, un compresor pentru injectarea aerului la o presiune relativ redusă (6,0÷8,0 daN/cm²), sistemul CHRYSLER adoptă injecția de combustibil la presiuni ridicate. Pentru fiecare cilindru există câte un injector, prin care combustibilul va fi trimis în interiorul cilindrului, la aproximativ 70 daN/cm². Avantajul acestui sistem față de cel ORBITAL constă în eliminarea compresorului exterior de aer și în utilizarea unui injector pe fiecare cilindru, în loc de două: unul special pentru aer și altul pentru combustibil. Sistemul CHRYSLER este criticat pentru faptul că funcționează la presiuni ridicate, ceea ce atrage o serie de complicații inevitabile.

Cu toate că ambele sisteme folosesc injecția pentru baleiaj, principiile pe care acestea se bazează sunt diferite:

- sistemul ORBITAL adoptă baleiajul prin carter,
- sistemul CHRYSLER este un baleiaj provocat de la o pompă exterioară.

În primul caz, carterul inferior sau baia motorului contribuie și la îndeplinirea rolului de pompare. Presiunea majorată în spațiul de sub piston, datorită cursei de coborâre a acestuia,

comprimă aerul existent aici, spre camera de ardere, făcând posibilă evacuarea gazelor rezultate în urma procesului de ardere pentru a realiza apoi procesul umplerii.

În soluția CHRYSLER, aerul este introdus prin pompă din exterior, direct în camera de ardere, fără să mai ajungă în carter. În acest caz, sistemul de ungere este, de asemenea, sub presiune, astfel încât lubrifiantul poate fi dirijat spre toate lagărele arborelui și bielei. Lagărele în acest caz pot fi de tipul cu alunecare, adică mai puțin costisitoare decât cele de rostogolire (cu role sau bile), care se impun a fi folosite în cazul baleiajului prin carter și a ungerii prin barbotaj. Motorul în doi timpi se simplifică semnificativ, deoarece nu posedă mai mult de 15 elemente componente. Întemeiat pe acest principiu de baleiaj din exterior, firma susține că poate dezvolta o clasă de motoare în doi timpi cu puteri cuprinse între 60÷295 kW.

În Japonia, firme ca: TOYOTA, HONDA, SUBARU, MAZDA au fiecare demarat câte un program de cercetare a unor motoare în doi timpi.

SUBARU, de exemplu, a dezvoltat cercetări asupra unui model funcțional al unui motor supraalimentat – MAS în doi timpi, cu patru cilindri în V, cu cilindrul de 1600 cm³, care asigură 129 kW (Fig. 2.7). Supraalimentarea servește pentru a introduce aer în motor, în interiorul unui circuit de ungere, care să împingă uleiul în interiorul cilindrului. Suflanta utilizată este de tip mecanic.

În ultimul timp, firma a adoptat pentru acest motor, cilindrul de 1500 cm³ și o putere furnizată de 110 kW (150 CP). Motorul este alimentat prin injecție la presiune ridicată, direct în cilindru, folosind un sistem complex al firmei SIEMENS-BENDIX.

La firma TOYOTA, care dezvoltă un program propriu de cercetare cu privire la motoarele în doi timpi, se constată o diferență în raport cu ceilalți producători de automobile. În timp ce majoritatea firmelor studiază implementarea acestui tip de motor, pentru a fi aplicate pe motoare cât mai mici, pe autovehicule economice, TOYOTA încearcă să-l introducă pe autovehicule mari și pe clasa de lux. Astfel, a dezvoltat motorul S-2, cu șase cilindri de 3000 cm³ capacitate cilindrică, care asigură un cuplu maxim de peste 500 Nm, o putere de 147÷176 kW la 3600 rot/min adică, o putere lorică de până la 59 CP/dm³. Pentru a se aprecia aceste performanțe, se poate realiza o comparație cu cele obținute de motoarele în patru timpi B.M.W. (modele 750 I L și 850 I), care produc 220 kW la 5200 rot/min, adică 44 kW/dm³. Pentru alimentarea cu benzină și baleiajul cilindrului se folosește o suflantă de tip ROOTS, precum și sistemul de injecție directă comandată electronic și controlul computerizat al desfășurării procesului de ardere.

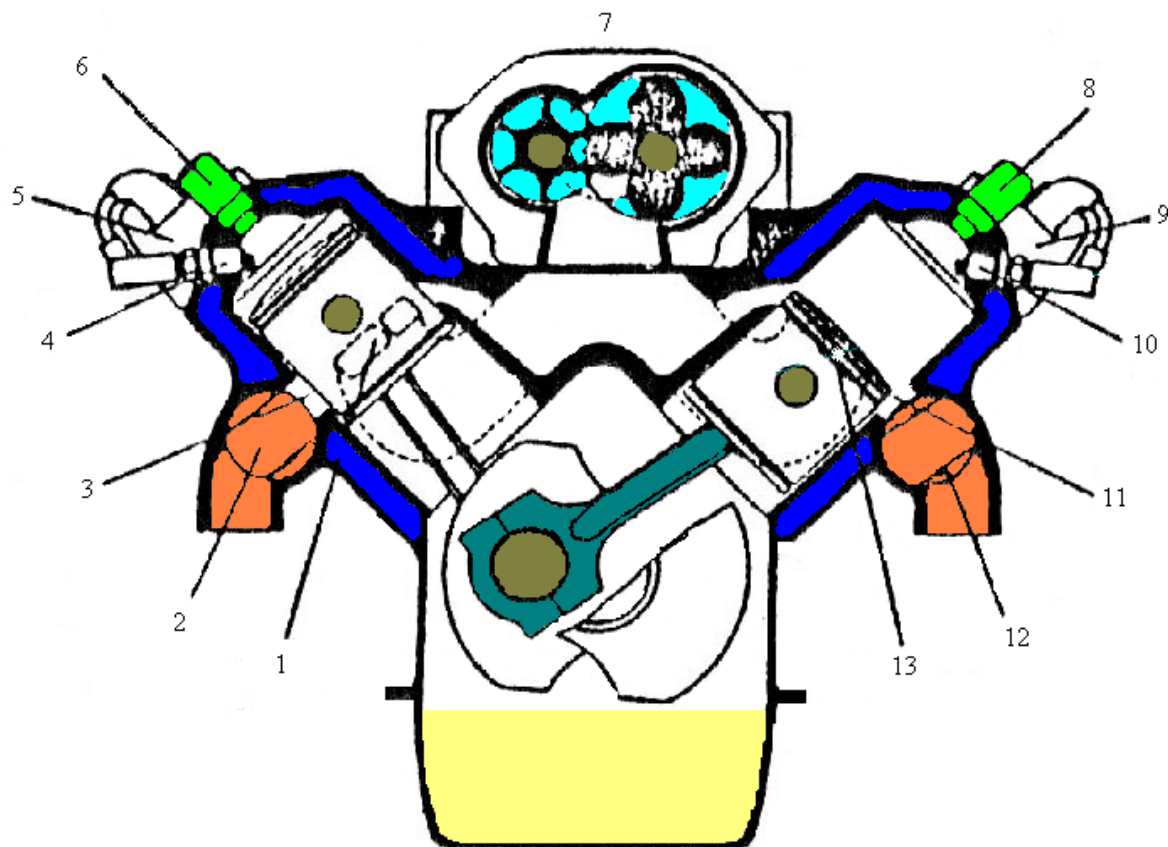


Fig. 2.7. Motorul SUBARU-V-4, în doi timpi, cu supraalimentare mecanică (ROOTS), cu injecție directă de combustibil, la presiune ridicată [5].

1-lumini de baleiaj; 2-obturator rotativ pentru evacuare; 3-lumini de evacuare; 4-bujie; 5-bobină pentru sistemul de aprindere; 6-injector; 7-suflanta (tip ROOTS).

Firma TOYOTA a dezvoltat și un model diesel al motorului S-2, care asigură o funcționare uniformă, cu nivele de zgomot și cu vibrații reduse. Acestea din urmă s-au dovedit a fi cu 80% mai reduse decât cele existente pe motorul în patru timpi. Dacă s-a reușit această reducere semnificativă, atât a zgomotului cât și a vibrațiilor, firma va încerca să implementeze aceste motoare silențioase în doi timpi și pe autovehicule de lux.

Totuși se apreciază că înainte de a fi introduse în producția de serie, mai sunt necesare studii și cercetări referitoare la durabilitatea și fiabilitatea motoarelor în doi timpi. Aceste motoare, păstrează doar principiul teoretic de funcționare al motorului în doi timpi. În rest, soluțiile adoptate sunt mult mai complicate.

Chiulasele motoarelor (M.A.S. și M.A.C.) prezintă caracteristicile unor motoare moderne în patru timpi, căci posedă arbori cu came și câte patru supape pe cilindru.

Injecția de combustibil (benzină sau motorină) începe, însă, numai după închiderea supapelor de evacuare, pentru a evita pătrunderea încărcăturii proaspete în colectorul de evacuare, conform soluției SARICH. La fel ca la motorul ORBITAL al acestuia, alimentarea se face prin introducerea forțată a aerului proaspăt, cu ajutorul unui compresor tip ROOTS, în cilindrul

motorului. Aceste motoare au fost prezentate la Expoziția de motoare de la TOKYO din anul 1991. Dar, competiția asigurării performanțelor continuă: se pune problema testării fiabilității și durabilității motorului în doi timpi, cel puțin pentru a funcționa pe parcursul a 160 000 km. Adepții baleiajului, prin intermediul suflantei, susțin că uleiul din sistemul de ungere, aflat sub presiune, va asigura o răcire mai eficientă a pistonului și durabilitatea acestuia va fi îmbunătățită.

2.2.2. Analiza motorului în doi timpi cu funcționare economică

La motoarele în doi timpi cu aprinderea inițiată de către bujie, aproape 40% din amestecul carburant participă la ceea ce se numesc pierderi prin eșapament, lucru ce face să crească în mod considerabil consumul de carburant și poluarea mediului înconjurător prin emisii semnificative de substanțe toxice.

Specialiștii Institutului pentru automobile și motoare cu ardere internă din Cracovia au brevetat un motor nou ce elimină dezavantajele menționate, făcând ca acesta să devină mai economic și reducând nivelul de poluare al gazelor de eșapament.

Principiul de bază al invenției respective constă în aceea că, partea superioară a amestecului de aprindere, care ajunge în eșapament, nu mai este formată din amestec carburant, ci numai din aer (Fig. 2.8).

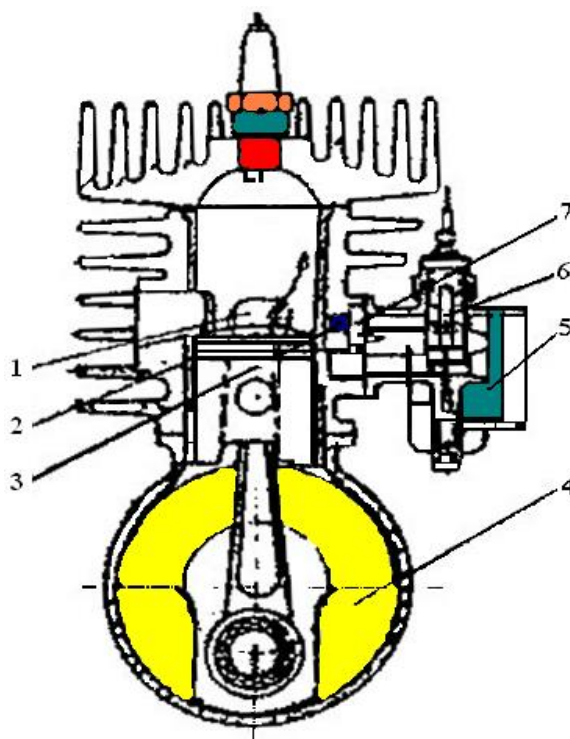


Fig. 2.8. Motor în doi timpi cu funcționare economică [5].

Partea superioară a conductei de admisie 1 este prevăzută cu orificiul 2, unde se racordează conducta 3 care conduce aer curat din atmosfera înconjurătoare la carburatorul 5.

Debitul de aer este reglat prin supapa cu disc 7 și clapeta de aer 6. Datorită acestui circuit complementar de admisie, carterul 4 primește în timpul compresiei o nouă doză de amestec carburant, în timp ce conducta 1 furnizează aer curat. În momentul în care pistonul deschide orificiul de admisie, cilindrul primește mai întâi aer fără carburant și apoi amestecul aer-carburant. Zona frontală a încărcăturii este astfel formată din aer curat și acesta va fi trimis în eșapament. Pierderea prin eșapament constă astfel numai din aer și nu din amestec carburant.

2.2.3. Analiza motoarelor în doi timpi cu amestec carburant stratificat

În Irlanda a fost dezvoltată o metodă de alimentare cu aer și combustibil prin formare stratificată a amestecului carburant la motorul în doi timpi. Aceasta contribuie la reducerea pierderilor de combustibil prin suprapunerea deschiderii luminilor de admisie și de evacuare, în timpul baleiajului. Un motor monocilindric cu capacitatea de 400 cm³, alimentat prin metode clasice, care dezvoltă o putere maximă de 16 kW (21,5 CP) la 5000 rot/min și un consum specific minim de 0,275 kg/kW, a reprezentat obiectul cercetărilor privind alimentarea stratificată.

Un dezavantaj important al motoarelor moderne în doi timpi convenționale rezidă în consumul ridicat de combustibil și conținutul semnificativ de hidrocarburi nearsă din gazele de evacuare, în comparație cu motoarele în patru timpi. Această problemă se datorează faptului că la un motor în doi timpi, cu sistem de alimentare prin carburator (care realizează baleiajul prin carter sau prin încrucișare), evacuarea gazelor arse este efectuată de către amestecul proaspăt format din aer și combustibil. O parte din încărcătura proaspătă se amestecă cu gazele arse în timpul procesului de baleiaj; o altă parte este pierdută prin suprapunerea deschiderii luminilor de admisie și evacuare a sistemului de distribuție. În esență, încărcătura de amestec proaspăt trece prin orificiul de evacuare (ajungând în gazele de eșapament) și iese nearsă din cilindru direct în atmosferă. Efectul final este că 25÷40% din amestecul carburant de aer și combustibil se pierde, ceea ce înseamnă un consum ridicat de combustibil și un nivel ridicat de hidrocarburi nearsă în gazele de evacuare la motorul în doi timpi.

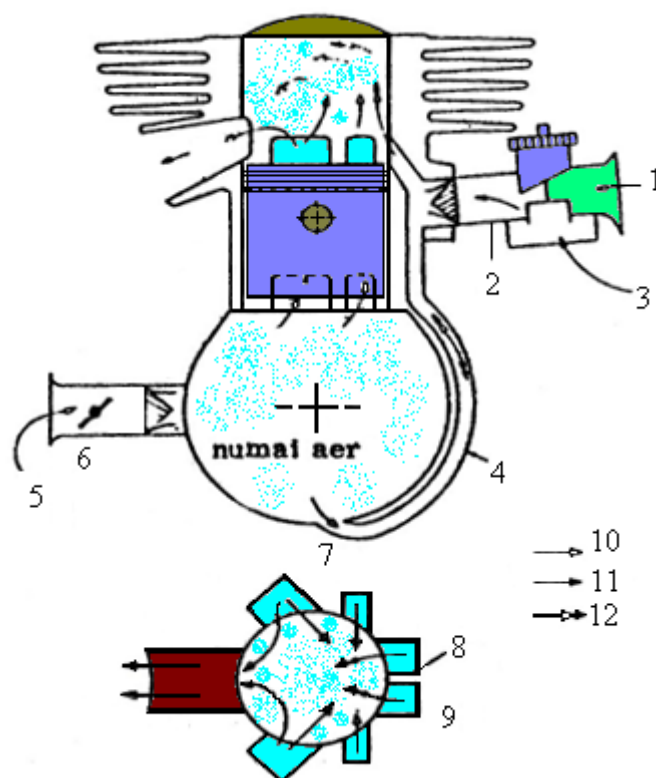


Fig. 2.9. Zonele de acces ale aerului și combustibilului în cilindru motorului [5].

O metodă de îmbunătățire a performanțelor motorului în doi timpi este alimentarea stratificată cu amestec carburant, care se realizează prin două orificii pentru admisia aerului. Orificiul mic (Fig. 2.10) permite admisia a 20% din aerul necesar și 100% din doza necesară de combustibil. Orificiul mare de admisie permite intrarea în cilindru a 80% din aerul necesar, dar fără nici o urmă de combustibil. Aerul necesar este admis printr-o clapeta și un difuzor, direct în carter. Amestecul aer-combustibil (100% combustibil și 20% aer) pătrunde prin “pasajul de trecere invers, lung” trecând prin carburator și difuzor, amplasate aproape de intrarea în cilindru, în locul în care racordul de trecere este conectat la cilindru. Pasajul de trecere face legătura dintre cilindru și carter. Clapeta carburatorului este conectată cu clapeta de la intrarea în carter.

În cazul motorului în doi timpi, cu alimentare stratificată a amestecului, căile de acces în motor ale aerului și combustibilului sunt: 1-20% din aerul necesar; 2-admisia mică; 3-100% combustibil; 4-pasajul de trecere, invers, lung; 5-80% din aerul necesar; 6-admisia mare; 7-racordurile laterale de trecere; 8-poarta pasajului de trecere, invers, lung; 9-secțiune prin motor, la nivelul racordului de trecere; 10-aer+combustibil; 11-combustibil; 12-aer.

Pe măsură ce pistonul se deplasează spre punctul mort inferior, comprimă aerul din carter și-l împinge, prin orificiile laterale, în cilindru. În același timp, amestecul carburant aer-combustibil care se află în zona racordului de trecere este forțat să intre în cilindru. Volumul pasajului de trecere este astfel stabilit, încât puțin (sau deloc) din amestecul bogat să ajungă în

contact cu cea mai mare parte a masei de aer din carter. Prin realizarea unui unghi mare de înclinare a racordului de trecere la intrarea în cilindru, amestecul bogat, absorbit în timpul baleierii, trebuie să aibă tendința de a rămâne pe peretele din spatele cilindrului (peretele opus orificiului de evacuare). Jeturile laterale de transfer a aerului, trebuie să contribuie la reținerea jetului de amestec bogat la peretele din spate al cilindrului. Întrucât aceste orificii sunt astfel dispuse ca să fie adiacente celor de evacuare, apariția unei suprapuneri a deschiderii a luminilor de admisie și evacuare trebuie să conducă în cel mai bun caz la zero pierderi, iar în cel mai rău caz la pierderi foarte reduse de amestec carburant (aer-combustibil), fiind vorba de pierderile provocate de amestecul celor două curenți de admisie.

Motorul prezentat a fost un monocilindru în doi timpi cu compresie prin carter, cu aprindere prin intermediul unei bujii, ce funcționează după principiul baleiajului în buclă. Motorul este de tipul cu aspirație naturală și folosește sistemul de admisie prin difuzor. Acest monocilindru are alezajul de 85 mm și cursa de 70 mm cu cilindrul unitar de $397,2 \text{ cm}^3$ și raportul de compresie în carter de 1,55:1. Difuzorul și colectorul de admisie în carter au o suprafață diferențială de 2:1. O treime din suprafața totală de aspirație este prin carburator în pasajul de trecere invers, iar celelalte 2/3, direct în carter. Momentul deschiderii orificiilor de evacuare și de admisie este controlat de către piston și, de aceea, deschiderea și închiderea lor este simetrică față de punctul mort superior.

Chiulasa are o cavitate semisferică centrală pentru arderea amestecului combustibil, care permite obținerea unui raport de 7,25:1.

Sistemul de evacuare cuprinde o serie de conuri al căror diametru crescător este dirijat spre secțiunea mijlocie a conductei, unde este dispus un difuzor pentru reducerea diametrului către conducta finală care pătrunde în amortizorul de zgomot. Motorul este răcit cu lichid, iar lubrifierea pieselor se realizează prin intermediul unui sistem autolubrifiant Yamaha, care folosește un ulei clasic pentru motoarele în doi timpi, introdus în motor prin conducta de admisie numai pentru aer, la orificiul cu cel mai mare diametru.

2.3. Analiza performanțelor motoarelor în doi timpi

Principalul avantaj al ciclului funcțional în doi timpi rezidă în îmbunătățirea *puterii litrice* a motorului. Un motor în doi timpi cu anumite dimensiuni și la o turație specifică dezvoltă o putere cu 65÷75% decât un motor similar cu ciclul funcțional în patru timpi. Aceasta înseamnă că, la aceeași putere, motorul în doi timpi are dimensiunile cilindrului mai mici decât cele ale

motorului în patru timpi. Prin urmare, rezultă o greutate și un volum mai reduse, chiar dacă motorul în doi timpi cuprinde și o pompă specială de baleiaj.

Soluțiile realizate practicde motoare navale demonstrează că greutatea specifică a unui motor cu autoaprindere în doi timpi, inclusiv pompa de baleiaj cu piston, este cu 45% mai mică decât aceea a motorului similar în patru timpi. Prin urmare, motorul în doi timpi necesită mai puțin material și are dimensiuni de gabarit mai reduse. În cazul în care pentru baleiaj se folosesc compresoare centrifugale (lucrând astfel la turații mai mari), avantajele motoarelor în doi timpi în ceea ce privește greutatea specifică și dimensiunile de gabarit devin mai evidente. Totodată, motoarele în doi timpi au o *uniformitate mai mare a funcționării*. Aceasta se explică prin faptul că, în timp ce la motorul în patru timpi pentru fiecare cilindru o cursă activă a pistonului revine la două rotații ale arborelui cotit, la motorul în doi timpi, cursa activă realizată de către piston se efectuează la fiecare rotație. Dacă aceste două tipuri de motoare trebuie să aibă unul și același grad de neuniformitate a funcționării, atunci dimensiunile și masa volantului vor fi mai mici la motorul în doi timpi.

Avantajul mare al motoarelor în doi timpi este *simplificarea substanțială a sistemului de distribuție*. De exemplu, la motorul în doi timpi fără compresor cu autoaprindere, cu baleiajul prin ferestre, nu este necesar sistemul de distribuție decât numai pentru acționarea pompei de injecție; deoarece însă pompa de injecție a motorului în doi timpi lucrează cu o turație egală cu aceea a arborelui cotit (o injecție la fiecare rotație a arborelui cotit), cureaua sau lanțul de distribuție poate de fapt să lipsească, deoarece pompa de injecție va fi acționată direct de către arborele cotit.

La motoarele în doi timpi, *chiulasa motorului este mult simplificată*, ceea ce ușurează construcția și exploatarea motorului. La motorul în patru timpi, chiulasa trebuie să aibă câteva orificii pentru supape și injector. Cavitățile interioare ale chiulasei trebuie să fie umplute cu lichid de răcire; buna circulație, obținută printr-o dispunere corespunzătoare a nervurilor, trebuie să asigure o răcire uniformă a chiulasei pentru a evita supraîncălzirile locale și formarea de crăpături. Toate aceste dificultăți constructive impun o configurație destul de complicată a chiulasei, din care cauză turnarea ei determină adeseori un mare număr de rebuturi.

La motoarele în doi timpi, aceste probleme sunt înlăturate în mare măsură, deoarece chiulasa motorului în doi timpi nu are cele două orificii principale pentru supapele de admisie și evacuare și, din această cauză, turnarea chiulasei este mult mai simplă, iar exploatarea mai sigură.

La motoarele în doi timpi trebuie să se menționeze *condițiile favorabile de funcționare a arborelui cotit în ceea ce privește sarcina*. La motorul în patru timpi, în perioada compresiei și a destinderii pistonul și biela împreună cu capul bielei, sunt presate de gazele din cilindru pe fusul

arborelui cotit; în perioada evacuării, datorită forțelor de inerție ale pieselor aflate în mișcare de translație, aceste piese se depărtează de arborele cotit și creează o sarcină în sens contrar. În acest fel, arborele cotit al motorului și lagărele sale suportă sarcini alternative la fiecare două rotații. La motoarele în doi timpi, datorită lipsei timpilor de admisie și evacuare, în timpul compresiunii și al destinderii piesele în mișcare de translație sunt totdeauna apăsate către arborele cotit, datorită gazelor din cilindru, și creează în permanență o sarcină de același sens. Din această cauză, la motoarele în doi timpi, în cazul funcționării normale, șuruburile bielei nu au de suportat aproape nici un efort suplimentar în raport cu sarcina determinată de forțele de inerție ale părții inferioare a capului bielei în PMI.

Față de avantajele arătate, motoarele în doi timpi au o serie de dezavantaje, dintre care cele mai importante sunt următoarele: pentru baleiajul cilindrului motorului în doi timpi este nevoie de o *pompă de baleiaj*. Așa cum va rezulta din cele ce urmează, capacitatea cilindrică a pompei de baleiaj trebuie să fie cu 30÷50% mai mare decât capacitatea cilindrică a motorului, deoarece numai în acest caz baleiajul cilindrului este satisfăcător. Dacă pompa de baleiaj este o pompă cu piston, legată direct cu arborele motorului, dimensiunile ei sunt mari, iar motorul în ansamblul său devine mai voluminos și mai greu, deși în comparație cu motoarele asemănătoare în patru timpi, cum s-a arătat mai sus, motorul în doi timpi este totuși mai ușor.

Dezavantajul existenței unei pompe de baleiaj se micșorează cu mult dacă se folosesc compresoare centrifugale de turație mare ale căror dimensiuni de gabarit și greutate sunt mult mai reduse.

La motoarele în doi timpi, *solicitarea termică* a pieselor și mai ales a pistonului este mult mai mare decât la cele în patru timpi. Aceasta se datorează faptului că la motoarele în doi timpi au loc de două ori mai multe cicluri în unitatea de timp. La motoarele în doi timpi apar *dificultăți constructive*, legate de existența ferestrelor de evacuare în partea inferioară a cilindrului și de creșterea solicitărilor termice în acest loc. La motoarele în doi timpi, *valoarea coeficientului gazelor reziduale* γ este mai mare decât la cele în patru timpi. Aceasta se explică prin timpul mai scurt alocat pentru „curățirea” cilindrului de gazele reziduale și pentru umplerea lui cu aer proaspăt, adică pentru procesul de baleiaj. Datorită faptului că la motoarele în patru timpi, pentru aceste procese (admisia și evacuarea) este necesar un interval corespunzător unghiului de peste 240° RAC (al manivelei), la motoarele în doi timpi baleiajul se face în intervalul unui unghi al manivelei de $\varphi=90\div 120^\circ$. Din această cauză, cu toată „curățirea” forțată a cilindrului, cantitatea gazelor reziduale la motoarele în doi timpi este mai mare și, prin urmare, coeficientul gazelor reziduale γ este mai mare. Valoarea coeficientului γ pentru motoarele în doi timpi cu pompe de baleiaj variază de obicei între 0,06÷0,10. Datorită creșterii coeficientului γ , arderea

combustibilului în cilindru se înrăutățește într-o oarecare măsură, iar presiunea medie indicată p_i scade. Pe lângă aceasta, presiunea indicată medie la motorul în doi timpi scade în comparație cu motorul în patru timpi, datorită cursei moarte. Consumul de combustibil și ulei la motoarele în doi timpi este puțin mai mare decât la motoarele în patru timpi. Aceasta se explică, în primul rând, prin existența pompei de baleiaj, care necesită un consum suplimentar de putere pentru acționare și un consum suplimentar de ulei pentru ungerea pieselor ei. Cu toate aceste dezavantaje ale motorului în doi timpi, ciclul funcțional al acestuia, care conduce la o creștere însemnată a puterii litrice, se răspândește pe scară largă, iar într-o serie de cazuri motoarele în doi timpi le devansează pe cele în patru timpi.

În figura 2.10. este reprezentat nivelul vânzărilor de motociclete cu motoare în doi timpi comparativ cu cele echipate cu motoare în patru timpi în mai multe țări în anul 2013. Acest grafic arată că în Asia unde numărul de locuitori este mare datorită aglomerării urbane motocicletele echipate în doi timpi sunt foarte răspândite datorită calităților dovedite.

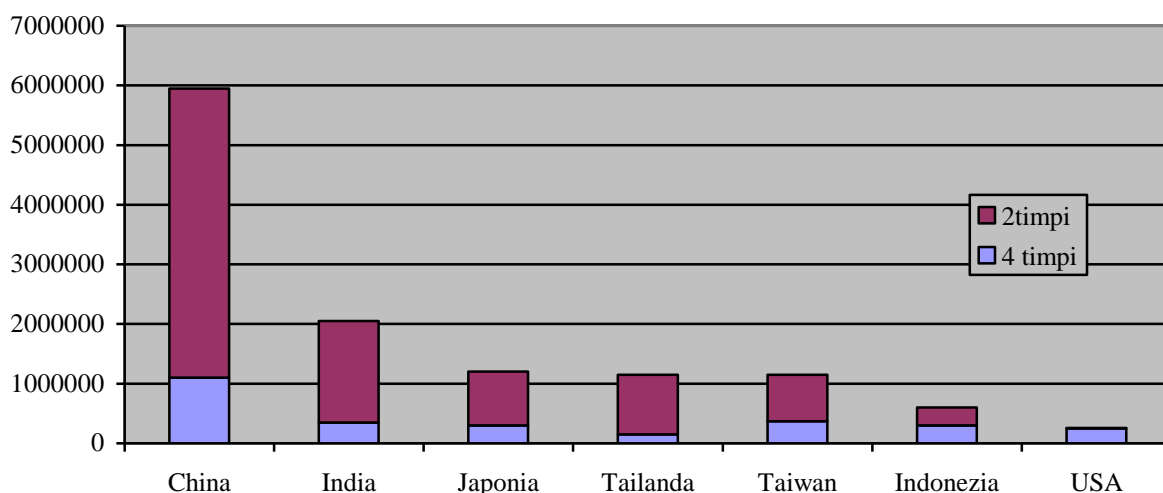


Fig. 2.10. Nivelul vânzărilor de motociclete în doi timpi comparativ cu cele în patru timpi [5].

2.4. Studiul proceselor funcționale ale motoarelor în doi timpi

Analiza termodinamică a ciclului funcțional al motoarelor cu ardere internă arată că, pentru a menține la un nivel ridicat performanțele economice și de putere, doi din cei patru timpi ai unui motor sunt indispensabili: comprimarea prealabilă a încărcăturii proaspete, care asigură o valoare ridicată a randamentului termic și destinderea gazelor de ardere, care permite obținerea unui lucru mecanic util. Astfel, pentru a se obține o putere sporită pe unitate de cilindree, reducerea numărului de timpi se poate realiza doar prin eliminarea curselor de admisiune normală și evacuare forțată. O asemenea soluție devine posibilă dacă funcția de pompă pe care o îndeplinește pistonul unui motor în patru timpi este preluată de o

instalație specială de pompaj. În acest scop, motoarele în doi timpi sunt prevăzute cu agregate suplimentare, care asigură umplerea forțată a cilindrului. Pentru evacuarea gazelor de ardere și umplerea cilindrului cu gaze proaspete, se stabilesc părți din cursele de destindere și comprimare. Evacuarea gazelor de ardere și admisia se realizează printr-un ansamblu de fante sau luminii, executate la partea inferioară a cilindrului (Fig. 2.11), ceea ce permite eliminarea distribuției prin supape și simplificarea constructivă a motorului.

Fluidul proaspăt comprimat într-o suflantă la presiuni p_s reduse, de ordinul a 1,3 daN/cm², ajunge prin luminile de baleiaj în cilindru. Gazele de ardere sunt evacuate din cilindru prin luminile de evacuare. În timpul evacuării, presiunea în galeria de evacuare p_{ge} este teoretic constantă și mai mică decât presiunea încărcăturii proaspete p_s . Diferența de presiune $p = p_s - p_{ge}$ face posibilă umplerea forțată a cilindrului.

Deschiderea și închiderea *luminilor de baleiaj și evacuare* (luminii de distribuție) se realizează prin deplasarea pistonului care, îndeplinind o funcție suplimentară, de sertar de distribuție, este supus unor condiții de funcționare mai grele decât cele în care lucrează pistonul unui motor în patru timpi. Evacuarea gazelor de ardere din cilindru se efectuează liber și forțat, în ultima etapă prin dislocarea lor de către gazele proaspete, prin baleiaj. În condiții teoretice este exclusă amestecarea gazelor de ardere cu fluidul proaspăt, astfel încât se presupune că acesta din urmă acționează ca un piston. În realitate, amestecarea nu poate fi evitată, din cauza difuziei moleculare și turbulente. Procesul de baleiaj poate avea loc numai dacă presiunea în cilindru este cel puțin egală cu presiunea fluidului proaspăt p_s .

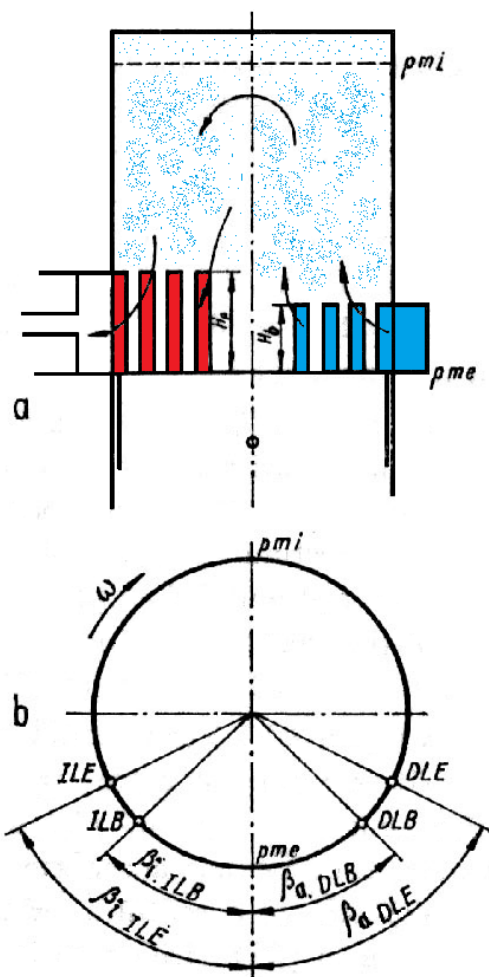


Fig. 2.11. Luminile de distribuție (a) și fazele de distribuție (b) la un motor în doi timpi [15].

Ca și la motorul în patru timpi, la un motor în doi timpi ciclul de funcționare este limitat de o serie de restricții. Întrucât destinderea prelungită a gazelor de ardere până la presiunea p_s nu este posibilă, este necesar ca în momentul deschiderii luminilor de baleiaj,

DLB (Fig. 2.11, b), presiunea în cilindru să fie teoretic egală cu o presiunea p_s . Această condiție se realizează numai dacă deschiderea luminilor de evacuare (DLE) se produce înaintea deschiderii luminilor de baleiaj; în felul acesta are loc scăparea în exterior a unei cantități de gaze de ardere care determină o scădere rapidă a presiunii până la presiunea p_s . În acest scop se prevede o sporire a înălțimii luminilor de evacuare H_e în raport cu înălțimea luminilor de baleiaj H_b .

Evacuarea liberă a gazelor arse la motorul în doi timpi cu distribuție prin lumini determină un dezavantaj important. Astfel, după ce pistonul a închis luminile de baleiaj, comunicația cilindrului cu exteriorul nu se întrerupe (în intervalul $\beta_{iLE}-\beta_{iLB}$) deoarece luminile de evacuare se închid cu întârziere; aceasta are drept consecință scăparea fluidului proaspăt în exterior.

Baleiajul cilindrului. Până în prezent, procesul de evacuare forțată a gazelor reziduale ale procesului de ardere sub influența fluidului motor proaspăt nu este cunoscut în toate amănunțele. Un rol specific în evacuarea forțată a gazelor de ardere îl are modul de deplasare a curenților de fluid proaspăt, care trebuie să fie astfel încât să asigure o dislocare spațială a gazelor de ardere, să micșoreze la minimum gradul de amestecare turbulentă cu gazele de ardere și să prevină scăparea în exterior prin luminile de evacuare a fluidului proaspăt.

Pentru a urmări deplasarea curenților în cilindru, au fost efectuate încercări pe modele care permit filmarea procesului de baleiaj. Au fost imaginate modele de diferite tipuri: plane sau spațiale, statice sau dinamice, cu acțiune continuă sau monociclică. Imaginile obținute prin fotografierea procesului de baleiaj pe un model plan (reprodus schematic în fig. 2.12) arată că, inițial, chiar la o deschidere redusă a ferestrelor de baleiaj și independent de înclinarea acestora, coloana de fluid motor proaspăt pătrunde în cilindru paralel cu axa acestuia și tangent la peretele adiacent luminii de baleiaj (a). Apoi, fluxul își modifică direcția față de axa cilindrului (b) dar direcția sa de deplasare este tot către partea superioară a cilindrului. O deschidere suplimentară a luminilor de baleiaj (c) mărește înclinarea curenților de fluid proaspăt care tinde să formeze un curent în partea superioară a cilindrului. Ultimele secvențe arată o divizare a curenților de fluid proaspăt (d); o parte a lui se deplasează spre zona superioară a cilindrului și produce un vârtej în sens orar; cealaltă parte, de forma unui arc de cerc, se îndreaptă către lumina de evacuare prin care ajunge în mediul exterior.

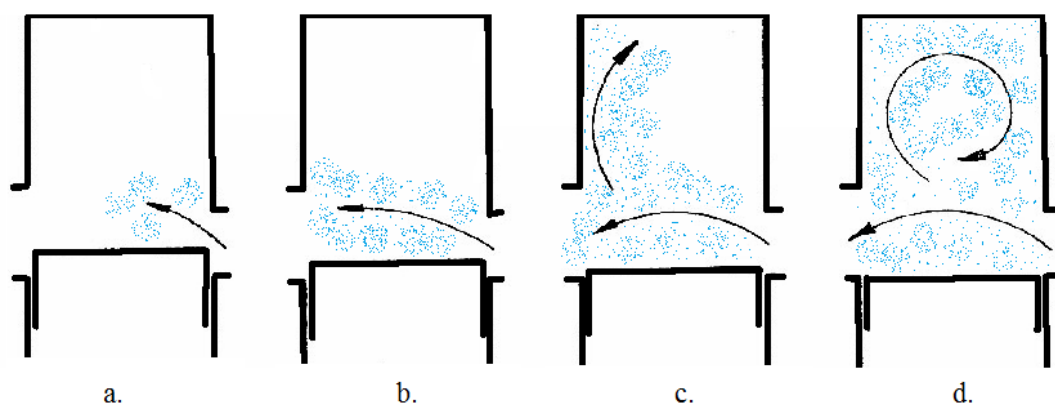


Fig. 2.12. Schematizarea curenților de fluid proaspăt în cilindrul motorului în doi [15]

În prezent, dirijarea curenților de fluid proaspăt în cilindrul motorului, în vederea sporirii eficienței proceselor de evacuare și de admisie forțată, se efectuează în mai multe moduri. După traiectoria parcursă de curentul principal de fluid proaspăt în cilindrul, se disting două tipuri fundamentale de baleiaj: 1) *baleiaj în buclă*; 2) *baleiaj în echicurent*. Fiecare tip de baleiaj se realizează, la rândul lui, în mai multe variante. Baleiajul în buclă se realizează la motoarele în doi timpi cu distribuție prin lumini, așezate numai la o singură extremitate a cilindrului. Denumirea acestui tip de baleiaj vine de la traiectoria parcursă de curentul principal de fluid proaspăt. Variantele de baleiaj în buclă sunt grupate în două clase principale, denumite: *baleiaj în buclă închisă* și *baleiaj în buclă deschisă*.

În figura 2.13, a se prezintă un tip de *baleiaj cu buclă deschisă*. Pentru a mării eficiența baleiajului, uneori capul pistonului se profilează adecvat, sub forma unui deflector, care dirijează curentul de fluid proaspăt spre partea superioară a cilindrului și împiedică, totodată, scăparea acestuia direct prin luminile de evacuare. Deflectorul introduce însă dificultăți la execuția pistonului și nu permite optimizarea arhitecturii camerei de ardere. Pentru a împiedica parțial scăparea fluidului proaspăt direct prin luminile de evacuare, se evită plasarea acestora în fața luminilor de baleiaj (Fig. 2.13, a). În figura 2.13, b se prezintă un tip de *baleiaj cu buclă închisă*. Curentul principal de fluid proaspăt este orientat către capul pistonului prin înclinarea luminilor de baleiaj. Datorită profilului concav al capului pistonului, curentul se ridică pe partea opusă a cilindrului și se întoarce apoi pe aceeași parte a cilindrului pe care se găsesc luminile de baleiaj. O astfel de traiectorie a curentului principal este favorabilă împiedicării fenomenului scăpării de fluid proaspăt în mediul exterior și prevenirii apariției concentrațiilor mari de gaze arse.

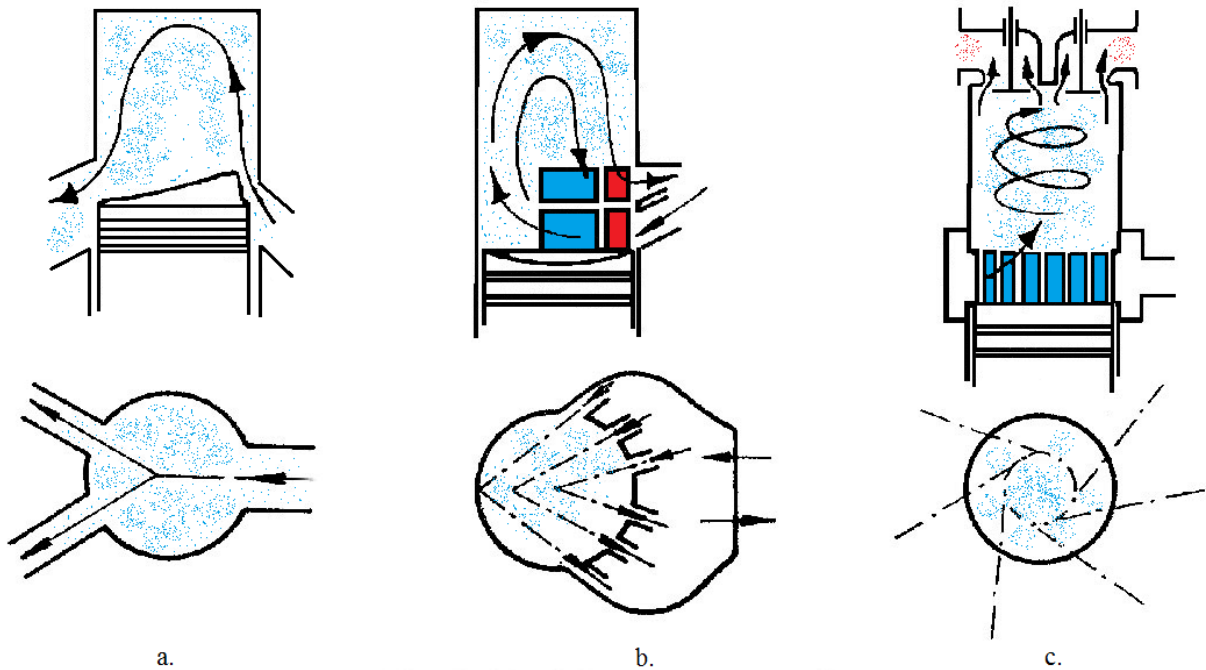


Fig. 2.13. Scheme ale modurilor de realizare a procesului de baleiaj [15]

Principial, *sistemul de baleiaj în echicurent* se realizează prin deplasarea fluidului proaspăt în cilindru numai într-o singură direcție și anume după axa cilindrului. În acest scop, organele de distribuție sunt plasate la ambele extremități ale cilindrului, astfel încât printr-o extremitate se evacuează gazele de ardere, iar prin cealaltă pătrunde fluidul proaspăt. *Baleiajul mixt* se numește acel tip de baleiaj în echicurent care se realizează atât prin lumini cât și prin supape. De obicei, la partea inferioară a cilindrului se prevăd lumini de baleiaj (Fig. 2.13, c) așezate pe toată periferia cilindrului (se mărește unghiul secțiune), iar la partea superioară a cilindrului se prevăd supape pentru evacuarea gazelor de ardere. Formarea concentrațiilor mari de gaze arse este exclusă deoarece fluidul proaspăt străbate succesiv planurile normale pe axa cilindrului. Dislocarea gazelor de ardere se realizează treptat, cu un grad redus de amestecare turbulentă. Gradul de golire a cilindrului de gazele arse este foarte ridicat, ajungând la valori comparabile cu cele corespunzătoare motoarelor în patru timpi. Întrucât supapa este acționată de o camă, legea de ridicare poate fi astfel controlată încât să permită realizarea unei distribuții asimetrice de evacuare, care asigură condiția $\beta_{ILSE} - \beta_{ILB} \leq 0$ și permite astfel chiar o supraalimentare a motorului. Tipul de baleiaj menționat poate fi modificat în sensul introducerii fluidului proaspăt prin supapă și evacuării gazelor de ardere prin lumini. Soluția nu a dat rezultate, deoarece la deschiderea luminilor de evacuare gazele de ardere fierbinți vin în contact cu segmentii și provoacă coxarea sau blocarea lor. Pentru a îmbunătăți baleiajul cilindrului, dar mai ales pentru a asigura formarea eficientă a

amestecului în timpul procesului de ardere, luminile de baleiaj se execută cu axele tangențiale la o circumferință concentrică cu cilindrul (Fig. 2.13, c), ceea ce generează o mișcare în spirală a încărcăturii proaspete.

Diagrama procesului de baleiaj și fazele optime de distribuție

Se numește diagramă de baleiaj, diagrama pe care se poate urmări procesul schimbului de gaze prin intermediul variației presiunii din cilindrul motorului în timp, în funcție de unghiul de rotație al manivelei (Fig. 2.14, a) sau de volum (Fig. 2.14, b).

Pe diagrama de baleiaj, procesul de schimb de gaze poate fi împărțit în trei faze.

În prima fază, I, presiunea în cilindru scade continuu din momentul deschiderii luminilor de evacuare (punctul d.e.), până în momentul în care atinge valoarea minimă (punctul d). La motoarele rapide, presiunea minimă din cilindru coboară mult sub presiunea atmosferică ($0,3 \div 0,4 \text{ daN/cm}^2$). După natura curgerii, această fază poate fi divizată în două perioade. Prima perioadă corespunde regimului de curgere supracritic, iar a doua perioadă corespunde regimului de curgere subcritic.

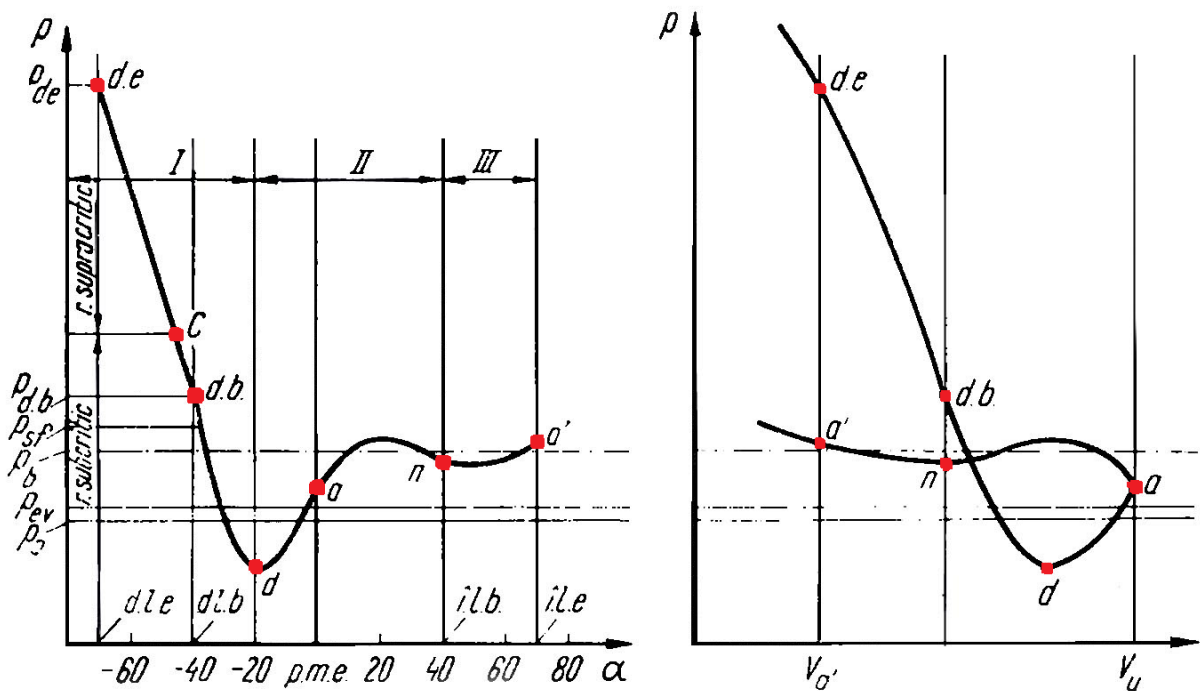


Fig. 2.14. Diagrama procesului de baleiaj și fazele optime de distribuție [2].

Limita dintre cele două regimuri, dintre care unul este critic (punctul C), se realizează la presiunea de 2 daN/cm^2 determinată de temperatura destul de înaltă a gazelor arse din cilindru (aproximativ 1000 K). De obicei, regimul critic se atinge înainte de deschiderea ferestrelor de baleiaj.

În prima perioadă, curgerea gazelor arse se efectuează cu viteze ridicate, ceea ce determină o accelerare a masei de gaze. În a doua perioadă viteza se micșorează. Este evident faptul ca presiunea în cilindru continuă să scadă în a doua perioadă cu toate că ferestrele de baleiaj încep să fie descoperite de piston (punctul d.b.). Deși experiența indică pătrunderea în cilindru a încărcăturii proaspete chiar din momentul deschiderii luminilor de baleiaj, totuși, din cauza secțiunii reduse, cantitatea de încărcătură proaspătă este insuficientă pentru a provoca o creștere de presiune; la aceasta se adaugă faptul că luminile de evacuare oferă în această perioadă o secțiune mare de trecere. Gazele arse continuă să se scurgă cu viteze relativ mari datorită diferenței de presiune dintre cilindru și colector. Inerția gazelor arse și, în parte, apariția unui fenomen de „ejecție” contribuie la accentuarea depresiuni din cilindru.

Faza a doua (II) începe în apropierea punctului mort inferior și poate fi împărțită la rândul ei în două perioade. În prima perioadă (din punctul d până în punctul a) presiunea în cilindru începe să crească datorită pătrunderii unei cantități importante de încărcătură proaspătă; în a doua perioadă presiunea oscilează ușor în jurul unei valori medii, numită presiune de baleiaj, p_b , ceea ce indică o stabilizare a procesului de baleiaj. Presiunea de baleiaj este ceva mai mică decât presiunea încărcăturii proaspete refulată de suflantă din cauza rezistențelor gazodinamice introduse în calea curentului de luminile de baleiaj. La sfârșitul fazei a doua se închid luminile de baleiaj (punctul n).

În faza a treia, III, presiunea continuă să oscileze în jurul aceleași valori medii (presiunea p_b). În cazul unei distribuții simetrice, în această fază are loc fenomenul de postevacuare. O sporire a eficienței procesului de baleiaj se poate obține, în parte, dacă presiunea la sfârșitul acestei faze, p_a' , atinge valori ridicate.

2.5. Perspectivele progresului motoarelor în doi timpi

Recent s-au dezvoltat motoarele în doi timpi cu pistoane cu deplasare liberă și se concentrează încă un larg efort de cercetare și optimizare a acestora [24]. Aceste motoare prezintă un potențial ridicat în ceea ce privește eficiența utilizării combustibilului și emisiile reduse ale motorului. În cazul motoarelor de acest gen, care au fost dezvoltate în serie mică sau ca prototipuri, s-au înregistrat performanțe favorabile comparativ cu tehnologia convențională ce există la acest moment. În mod succint se prezintă în continuare specificul unui motor modular cu piston liber cu aprindere prin comprimare, cu versatilitate în domeniul de aplicabilitate. Caracteristicile funcționale ale acestui tip de motor cu piston liber se disting semnificativ comparativ cu cele ale motoarelor clasice, oferind o serie de avantaje în ceea ce

privește diminuarea procesului de formare a emisiilor și a eficienței utilizării combustibililor, datorită expansiunii rapide în procesul de destindere.

Ideea motoarelor cu pistoane libere presupune că mișcarea acestora nu este dependentă în raport cu rotația unui arbore cu came, ca și la motoarele clasice, ci are loc în mod liber între punctele extreme, fiind influențată doar de parametri gazelor și de forța rezistentă care acționează asupra lor. În figura 2.15 este prezentat un motor cu pistoane cu mișcare liberă.

Acest aspect oferă motorului cu pistoane libere o serie de caracteristici distinctive, cele mai importante constând în lungimea cursei unui proces și controlul riguros. Cu ajutorul metodelor de control electronic cu microprocesoare, motoarele cu pistoane libere se dezvoltă în direcția reducerii emisiilor și a randamentului ridicat. Cele mai importante aplicații ale acestor tipuri de motoare se regăsesc în domeniul autovehiculelor hibride.

Avantajele principale ale motoarelor în doi timpi cu pistoane libere includ următoarele aspecte: funcționarea fără vibrații; costuri reduse cu producerea și întreținerea; pierderi scăzute datorate frecării; simplitatea structurii mecanice; pierderi scăzute prin transfer de căldură; emisii reduse de oxizi de azot; randament ridicat la sarcini mari; flexibilitate în alimentarea cu diferiți combustibili; raport de comprimare variabil; distribuție și injecție variabilă, controlată electronic.

Părțile principale ale motorului sunt: camera de ardere, camera de presiune și mecanismul de preluare și transmitere a mișcării. Mecanismul motor are partea mobilă formată din pistoanele conectate rigid printr-o bielă cu cremalieră în legătură cu transmisia.

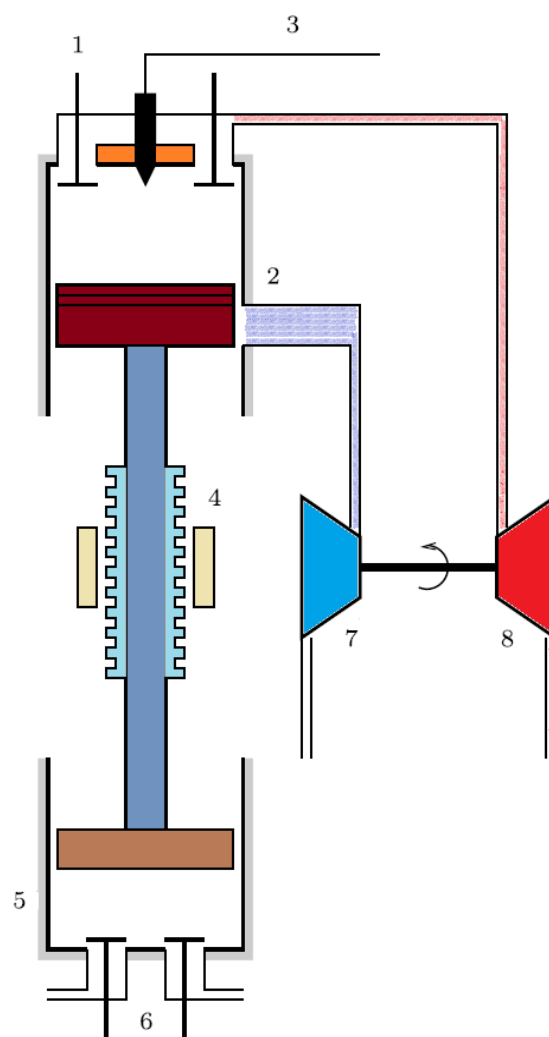


Fig. 2.15. Motor în doi timpi cu pistoane cumișcare liberă [24].

1-supapă de evacuare; 2-lumini de baleiaj; 3-sistem de injecție cu rampă comună; 4-cremalieră; 5-cameră de presiune; 6-supape de control a camerei de presiune; 7-sufanta; 8-turbină.

Pistonul se deplasează liber între cele două puncte moarte ale cursei, cursa totală instantanee fiind un echilibru între forța de presiune a gazelor din cilindru și forța de rezistență.

Motorul funcționează după un ciclu în doi timpi cu supralimentare și injecție directă controlată electronic. Baliajul este realizat prin ferestrele din cămașa de cilindru, iar evacuarea prin supapele din chiulasă. Camera de presiune reprezintă un cilindru cu incintă închisă controlată prin supape care restricționează presiunea aerului din interiorul acesteia. Prin controlul deschiderii și închiderii supapelor, respectiv al valorii presiunii, se crează un mecanism tampon pentru toate condițiile operaționale. Acest motor se folosește atât în varianta monocilindru, cât și modular prin asocierea mai multor astfel de unități care să funcționeze corelat. Sistemul de control electronic realizează optimizarea performanțelor și sincronizarea mișcărilor pistonului în vederea reducerii vibrațiilor.

2.6. Concluzii 2

Prin analiza aspectelor principale privitoare la principiul de funcționare al motoarelor cu ardere internă în doi timpi, precum și a realizărilor în acest domeniu cu privire la soluțiile cele mai interesante de implementare a unor idei inovatoare, s-a structurat suficient de elocvent stadiul actual al evoluției acestor aspecte particulare de ordin tehnic.

Începând cu prezentarea ciclului funcțional al motorului în doi timpi, accentuându-se asupra diferențelor substanțiale dintre MAS și MAC. Dacă la MAC admisia realizează doar o aspirație a aerului, fără vapori de combustibil, la MAS amestecul carburant este prezent inclusiv în timpul procesului de admisie. S-a realizat de asemenea o comparație în paralel a ciclului teoretic și a diagramei reale a motorului în doi timpi. S-au trecut în revistă realizările până la acest moment în domeniul motoarelor cu ardere internă ce funcționează în doi timpi. S-a prezentat motorul „Orbital” și variantele acestuia, subliniindu-se particularitățile și avantajele acestuia. Multiple companii de specialitate au dezvoltat propriile variante sau soluții de organizare ale motorului în doi timpi, cu similitudini strânse în raport cu motorul orbital.

În aceeași manieră a abordării detaliate prin analiză critică a fost tratat și studiat motorul în doi timpi cu funcționare economică. În acest caz sunt analizate acele variante ale motorului din această speță, care au ca obiectiv principal al funcționării atingerea regimului operațional economic.

De asemenea sunt prezentate noi variante de motoare, care în perioade mai recente și chiar în prezent cunosc o răspândire semnificativă, precum sunt motoarele în doi timpi care funcționează cu amestec stratificat.

Procesele operaționale ale motorului în general, cât și cele ale motorului în doi timpi, sunt în strânsă interdependență cu performanțele dezvoltate de acesta, motiv pentru care se impune analiza detaliată a acestora, precum și a fazelor optime ale distribuției.

În urma tuturor analizelor efectuate a realizărilor în domeniul motoarelor cu ardere internă în doi timpi care echipează diferite tipuri de autovehicule, mopede și alte utilaje în momentul de față se impune prezentarea soluției adoptate pentru situația particulară a lucrării de față. Așadar în continuare se face o analiză a soluției adoptate, precum și un calcul atât cinematic, cât și unul dinamic.

3. ANALIZA SOLUȚIEI CONSTRUCTIVE STUDIATE

3.1. Aspectele generale privind soluțiile studiate

Prin calculul de tracțiune al autovehiculului se determină soluția constructivă a motorului, la care se raportează performanța fundamentală pretinsă de consumator.

Fiind cunoscută puterea efectivă, proiectantul stabilește caracteristicile constructive principale ale motorului, în raport cu normele de siguranță în funcționare, consum minim de material, consum specific efectiv de combustibil redus, durabilitate, cost de fabricație, deservire și reparație cât mai redus, iar confortabilitate sporită. Proiectantul ia în considerare condițiile de serviciu ale autovehiculului (funcționarea în condiții de serviciu sever micșorează durabilitatea, pretinde uleiuri superioare, mărește periodicitatea schimbului de ulei etc.) nivelul calificării personalului care exploatează, deservește sau repară motorul și stabilește construcții mai simple, mai robuste în dauna performanțelor de greutate, randament, silențiozitate, sau acționează în sens opus. În faza de proiectare se are în vedere resursa de combustibil și calitățile acestuia. Asemenea considerente impun să se aleagă o soluție constructivă fezabilă de motor. Prin variantă constructivă a motorului se înțelege ansamblul tuturor soluțiilor de principiu care oferă motorului o individualitate determinată. Soluțiile de principiu se referă la: 1) procedeul de aprindere; 2) numărul de timpi; 3) numărul și așezarea cilindrilor; 4) gradul de solicitare a motorului; 5) procedeul de răcire; 6) organizarea mecanismului de distribuție; 7) camera de ardere; 8) schema dinamică a blocului cilindrilor; 9) materialele pentru principalele organe etc. Asemenea soluții de principiu proiectantul le impune în concordanță cu destinația motorului, cu condițiile concrete de fabricație și exploatare, cu cunoștințele despre procesele energetice și despre nivelul solicitărilor mecanice și termice din piesele componente, cu tendințele generale, care se manifestă în calculul construcției și fabricației.

Formula constructivă a unui motor este definită în proiectul tehnic al motorului, ținându-se cont de următoarele aspecte principale:

- tipul motorului: motor cu aprindere prin scânteie (M.A.S.);
- numărul de timpi: motor în doi timpi;
- numărul de cilindri: 4;
- așezarea cilindrilor care influențează dimensiunile de gabarit și masa motorului.

În figura 3.1 se prezintă comparativ dimensiunile de gabarit ale unor motoare de aceeași putere, cu cilindrii în linie și în V.

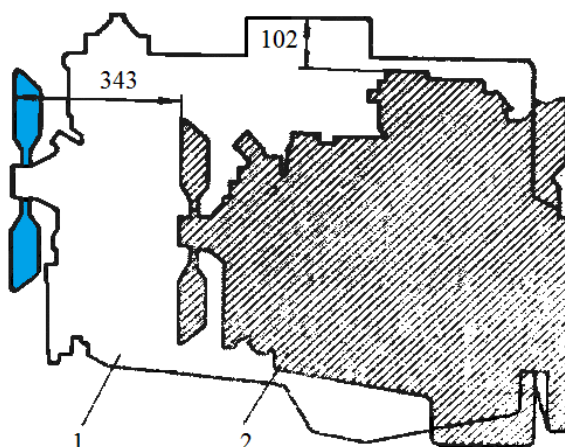


Fig. 3.1. Comparație între motoare de aceeași putere cu cilindrii în linie (1) și cilindri în V (2) [5]

Reducerea lungimii motorului cu circa 30% și a masei cu 25%, permite totodată mărirea rigidității arborelui cotit, diminuarea pericolului de apariție a fenomenului de rezonanță și în unele cazuri eliminarea amortizorului de vibrații torsionale.

3.2. Aspectele de calcul matematic privind soluția studiată

Se propune un calculul al unghiului-secțiune și a timpului-secțiune a luminilor de baleiaj. Noțiunile de unghi-secțiune (US) și timp-secțiune (TS) se regăsesc în literatura de specialitate, fiind folosite pentru aprecierea cantității de fluid ce traversează orificiile specifice de distribuție. Pentru calculul acestor mărimi trebuie cunoscute unghiurile de deschidere și închidere ale luminii de baleiaj. Prin calcul s-au stabilit înălțimile și lățimile luminilor de baleiaj și evacuare (cu secțiune dreptunghiulară):

Lumini	Înălțime [mm]	Lățime [mm]
Admisie	15	45
Evacuare	18	40

Aria luminilor de admisie va fi:

$$A_1 = l_a h_a \quad [\text{mm}^2] \quad (3.1)$$

$$A_1 = 675 \quad \text{mm}^2 \quad (3.2)$$

Din figura 3.2. se poate calcula unghiul corespunzător deschiderii luminii de admisie (știind că motorul are o diagramă de distribuție simetrică) în care : h_a este înălțimea luminilor de admisie; h_e -înălțimea luminilor de evacuare; r - raza manivelei; A și A' - punctele corespunzătoare unghiului de avans la deschiderea luminilor de evacuare respectiv admisie față de PMI; C și C' - punctele corespunzătoare unghiului de întârziere la închiderea

luminilor de evacuare respectiv admisie față de PMI.

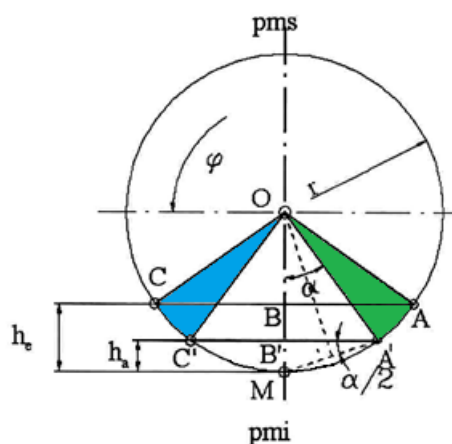


Fig. 3.2. Diagrama de distribuție a motorului [2]

În triunghiul OA'B' se observă că:

$$\cos \alpha = \frac{OB}{OA'} = \frac{r - h_a}{r}, \quad (3.3)$$

$$\ar \cos \alpha = \ar \cos \left(\frac{28 - 15}{28} \right) \quad [\text{RAC}], \quad (3.4)$$

$$\alpha = 62.33^\circ, \quad \text{RAC}. \quad (3.5)$$

Deci luminile de admisie se vor deschide cu $62,33^\circ$ RAC avans față de PMI și se vor închide cu același unghi de întârziere:

$$\varphi_{dla} = 145^\circ \quad \text{și} \quad \varphi_{ila} = 215^\circ. \quad (3.6)$$

Tot în triunghiul A'B'O se observă că:

$$\sin a = A'B'/OA'. \quad (3.7)$$

Din triunghiul A'B'M se exprimă latura A'B':

$$A'B' = \frac{B'M}{\text{tg} \left(\frac{\alpha}{2} \right)}, \quad (3.8)$$

Înlocuind relația anterioară rezultă:

$$B'M = \sin \alpha \cdot \text{tg} \left(\frac{\alpha}{2} \right) \cdot OA' = \sin \alpha \cdot \text{tg} \left(\frac{\alpha}{2} \right) \cdot r, \quad [\text{mm}]. \quad (3.9)$$

Generalizând, aria instantanee oferită de lumina de admisie va fi:

$$r = 28, \quad \text{mm} \quad (3.10)$$

$$l_a = 45, \quad \text{mm} \quad (3.11)$$

$$n = 5000, \quad \text{rot/min} \quad (3.12)$$

iar parametrul timp-sectiune se determină cu expresia:

$$US_{la} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \left(\sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} \right) \cdot r \cdot l_a \right) d\varphi, \quad [\text{mm}^2 \text{s}^\circ \text{RAC}] \quad (3.13)$$

$$US_{la} = 8.755 \cdot 10^4 \quad \text{mm}^2 \text{s}^\circ \text{RAC} \quad (3.14)$$

$$TS_{la} = \frac{US_{la}}{6 \cdot n} \quad [\text{mm}^2 \text{s}] \quad (3.15)$$

$$TS_{la} = 1.167 \quad \text{mm}^2 \text{s}. \quad (3.16)$$

3.3. Concluzii 3

În capitolul 3 s-au analizat aspectele generale privitoare la soluțiile adoptate în vederea studiului și reproiectării. S-a propus determinarea prin calcul a soluției constructive a motorului, la care se raportează performanța fundamentală a acestuia. Înțelegând faptul că soluția constructivă a motorului reprezintă ansamblul sistemelor și particularităților principale care particularizează motorul respectiv. Soluția poate dispune de oricare dintre principiile de funcționare (M.A.S. și M.A.C.), de numărul timpilor și a cilindrilor, respectiv de modul de așezare a acestora, dacă e vorba de motor policilindric. Se calculează unghiul secțiune și timpul secțiune corespunzător luminilor de baleiaj. Totodată s-au determinat și înălțimile luminilor de evacuare. S-a determinat și prezentat diagrama de distribuție, definind dimensiunile principale ale unghiurilor corespunzătoare fiecărei faze a distribuției. În acest fel se determină unghiul de avans la deschiderea luminilor de admisie, precum și unghiul de întârziere a acestora.

Se specifică relațiile corespunzătoare determinării prin calcul a ariei instantanee a luminilor de baleiaj, respectiv parametrul timp-secțiune.

Prin modelarea acestor indici caracteristici ai fazelor de distribuție se definește modul de funcționare și corelare a mecanismelor principale ale motorului în doi timpi.

Inițierea procesului de modelare a parametrilor funcționali ai motorului în ceea ce privește distribuția și timpii de deschidere a luminilor pentru admisie și evacuare, crează oportunitatea dezvoltării prin calcul a evaluării din punct de vedere cinematic a evoluției și acțiunii elementelor mobile din mecanismul motor.

În continuare se desfășoară secțiunea prin care se studiază cinematica componentelor mobile ale motorului.

4. CALCULUL CINEMATIC AL ELEMENTELOR MOBILE

4.1. Analiza cinematicii mecanismului bielă-manivelă

Analiza în detaliu a cinematicii mecanismului bielă-manivelă este foarte complexă din cauza regimului dinamic de funcționare. De aceea s-au determinat relații simplificate, în ipoteza funcționării cu viteză unghiulară constantă a arborelui cotit și la un regim stabilizat obținându-se o precizie corespunzătoare.

La o viteză unghiulară constantă a arborelui cotit unghiul de rotație este proporțional cu timpul și prin urmare toate mărimile cinematice pot fi exprimate în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit.

Mecanismul bielă-manivelă este de tipul centrat deci axa cilindrului intersectează axa arborelui cotit.

4.1.1. Modelarea deplasării pistonului

Deplasarea pistonului, conform figuri 4.1, se obține prin calcul din relația [7]:

$$x - R \cdot \left[1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda b}{2} \cdot (\sin(\alpha))^2 \right] - R \cdot \left[1 - \cos(\alpha) + \frac{\lambda}{4 \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha))} \right] \quad (4.1)$$

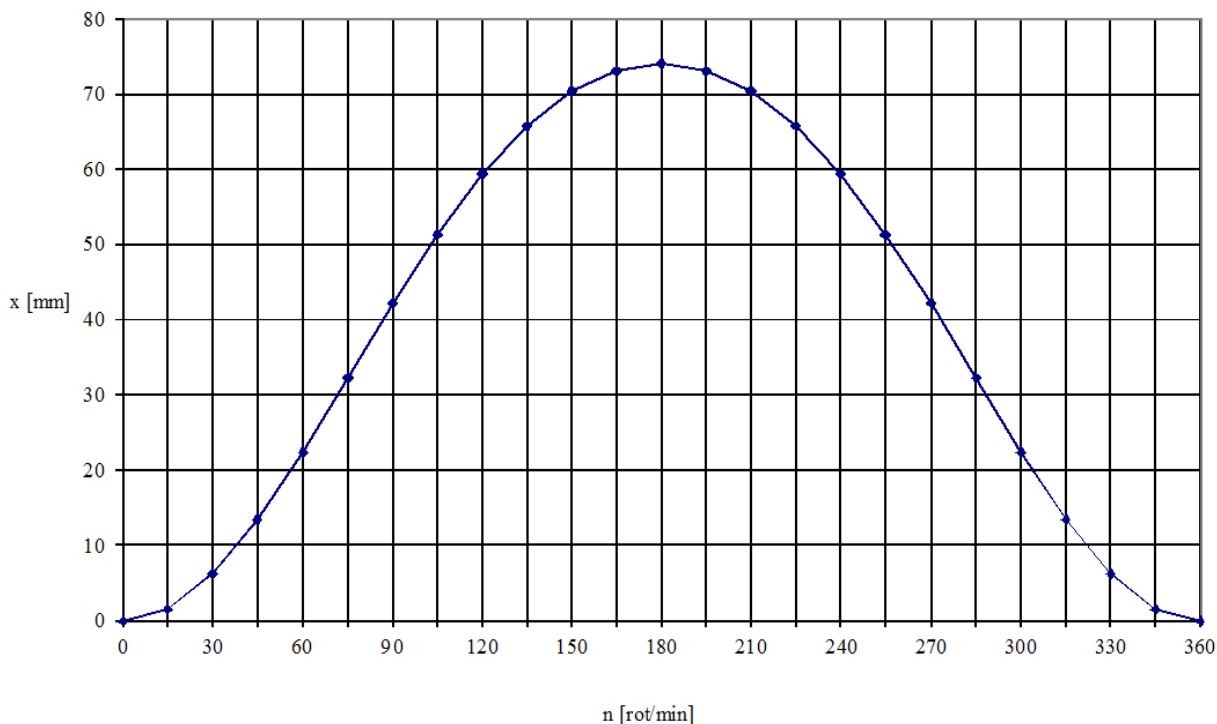


Fig. 4.1. Variația deplasării pistonului

4.1.2. Modelarea cinematică a vitezei pistonului.

Valoarea vitezei se obține derivând în raport cu timpul relația deplasării [7]:

$$v = R \cdot \omega \cdot \left(\sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right) \quad (4.2)$$

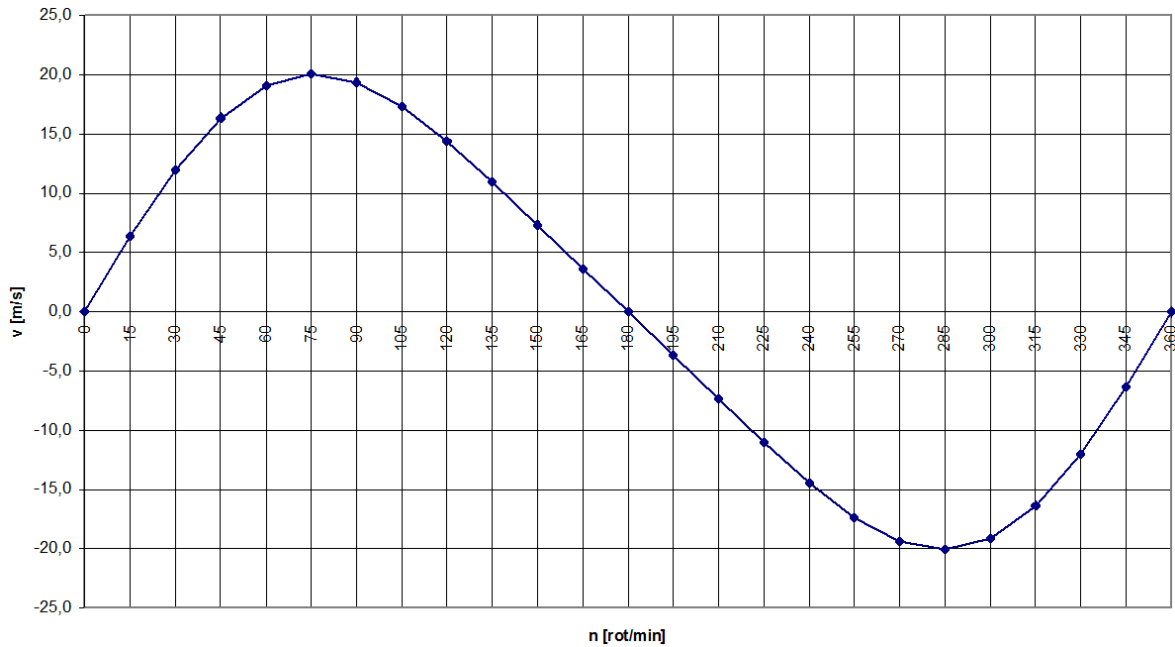


Fig. 4.2. Variația vitezei pistonului.

Poziția punctului vitezei maxime poate explica forma uzurii cilindrului în lungul axei.

4.1.3. Modelarea mișcării accelerate a pistonului

Accelerația se poate obține derivând în raport cu timpul expresia vitezei pistonului:

$$a = R \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha)) \quad (4.3)$$

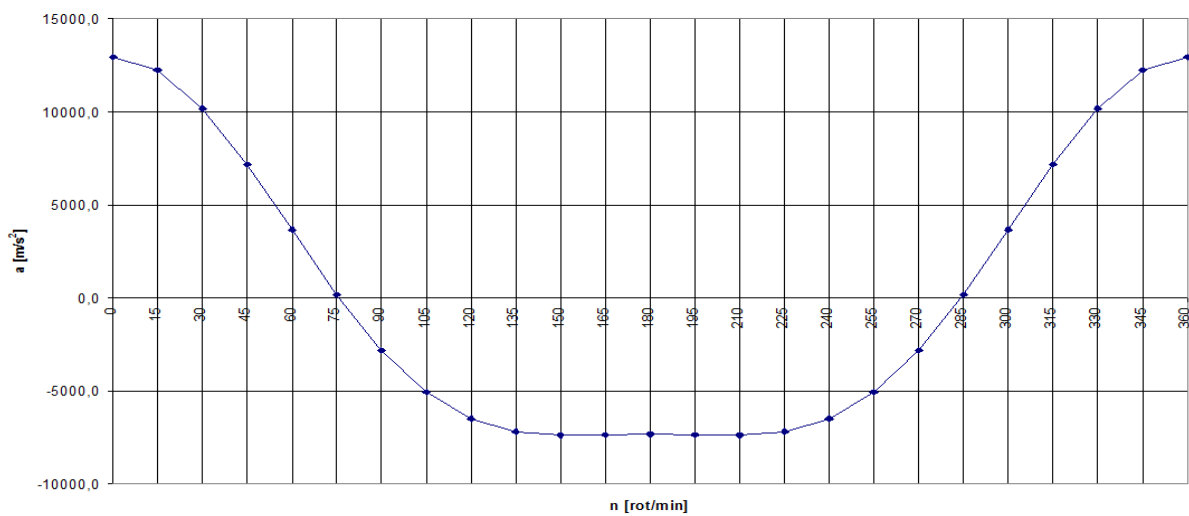


Fig. 4.3. Variația accelerației pistonului

4.2. Modelarea forțelor rezultante din mecanismul bielă-manivelă

În vederea modelării forțelor care solicită sau apar la nivelul elementelor mecanismului motor se pornește de la schița principală a mecanismului bielă-arbore cotit, conform figurii 4.4.

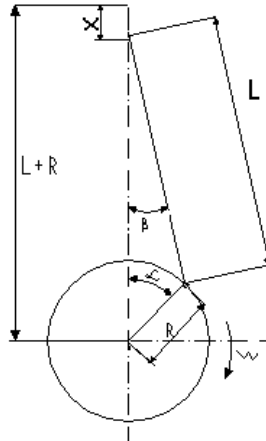


Fig. 4.4. Schema principală pentru calculul mecanismului motor

Forța ce acționează în lungul axei cilindrului se obține prin însumarea algebrică a forțelor de inerție cu forțele de presiune a gazelor (Fig. 4.5) în fiecare poziție a arborelui cotit.

$$F = F_g + F_j \quad (4.4)$$

$$F_g = (p_g - p_o)A_p \quad (4.5)$$

în care: p_g – presiunea gazelor în cilindru după diagrama indicată.

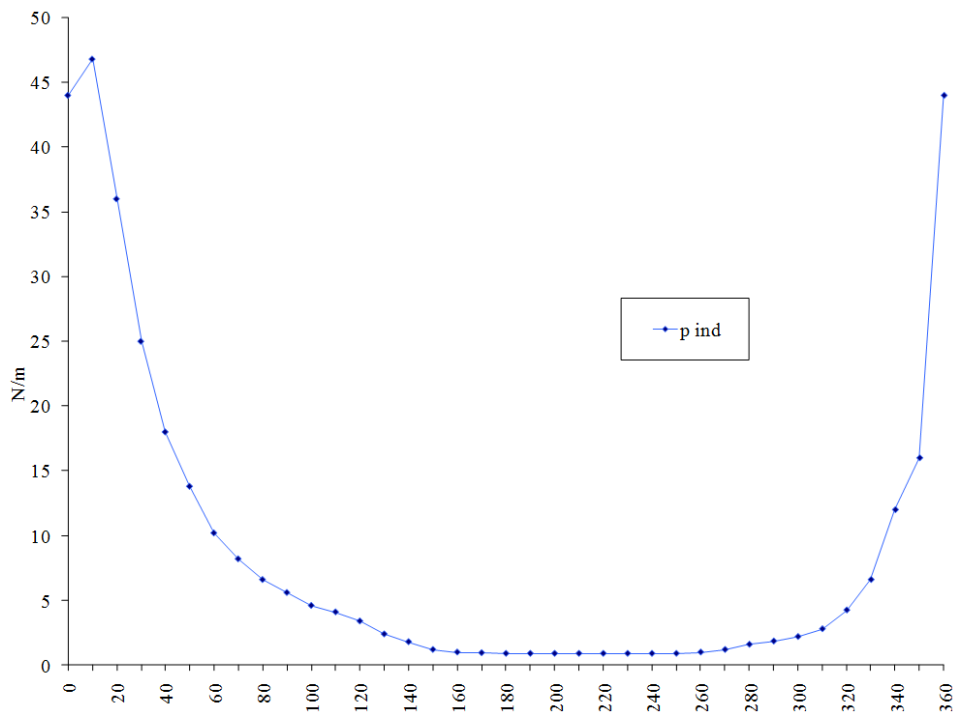


Fig. 4.5. Variația presiunii gazelor în cilindru în funcție de unghiul de rotație a arborelui cotit.

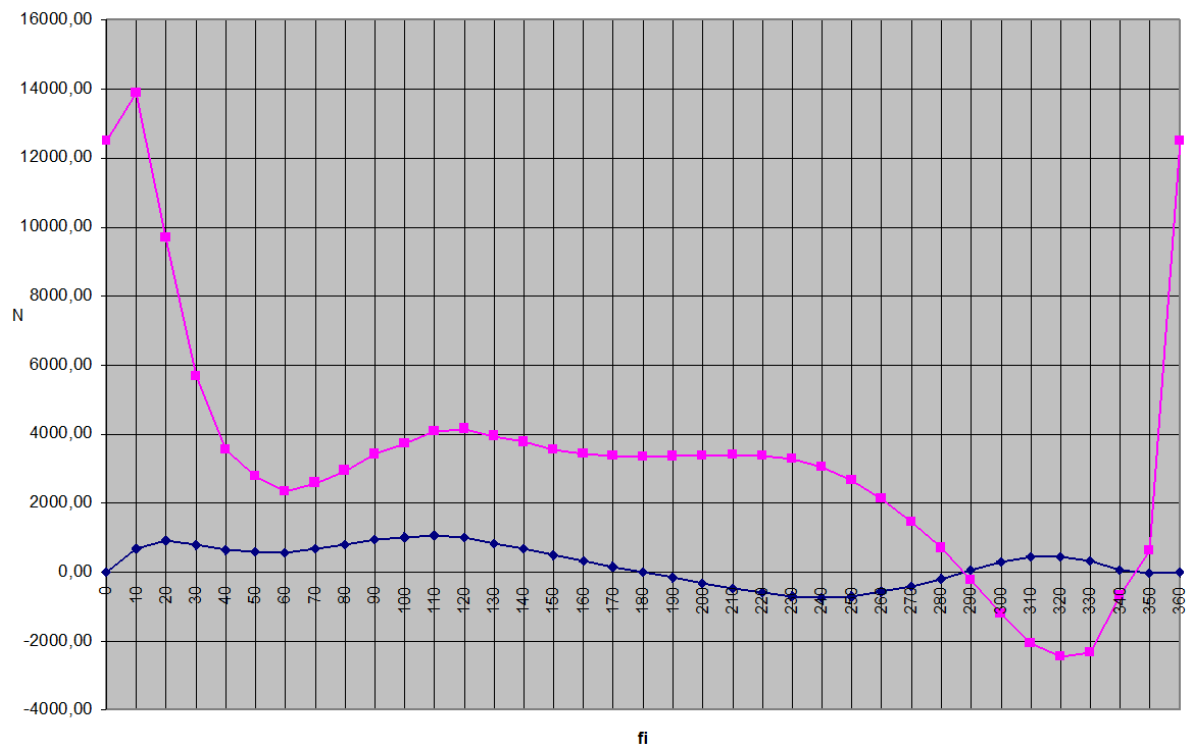


Fig. 4.6. Variația forțelor F_g , F_i , F în funcție de unghiul de rotație a arborelui cotit

Forța F aplicată în axa bolțului se descompune în două componente una de sprijin normală pe axa cilindrului " N " și una după axa bielei " B ".

$$N = F \cdot \tan b \qquad B = F / \cos b \qquad (4.6)$$

Calculul de modelare a forțelor " N " și " B " se face tabelar.

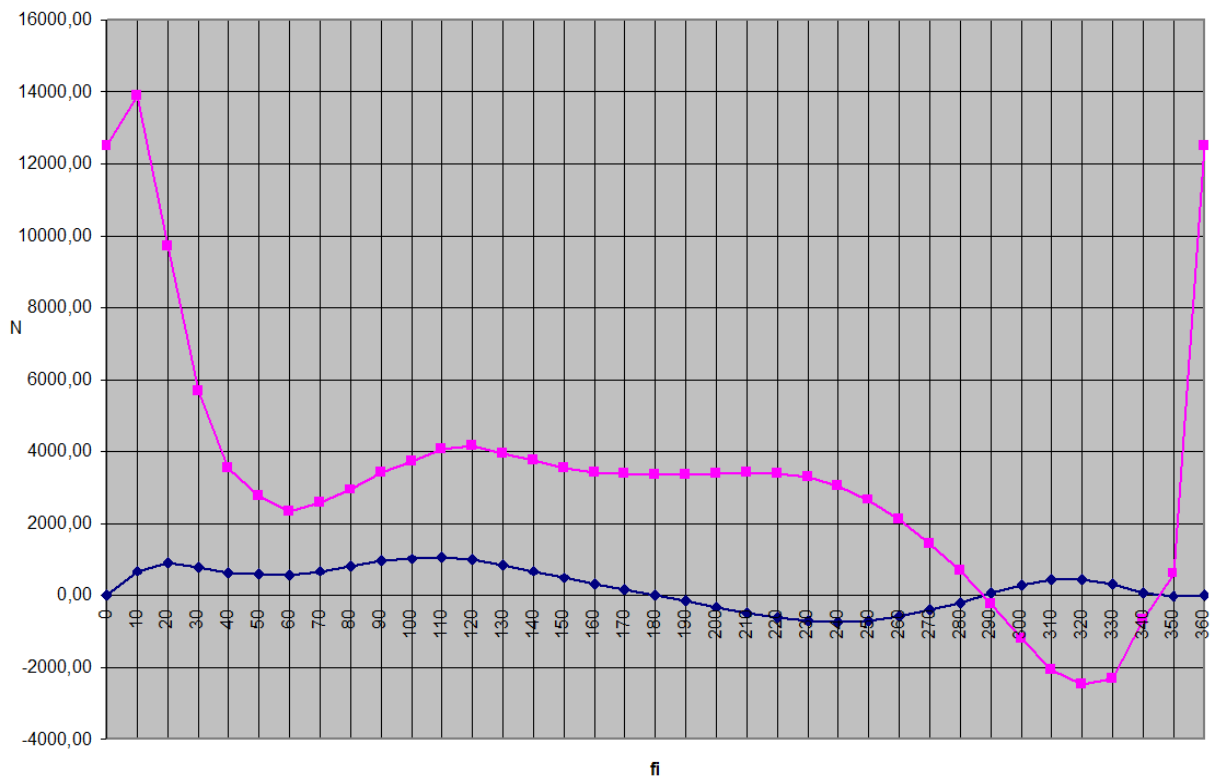


Fig. 4.4. Variația forțelor N și B în funcție de unghiul de rotație a arborelui cotit

În axa fusului maneton forța "B" se descompune în două componente una radială "Z" și una tangențială "T":

$$T = B \cdot \sin(a + b) \quad (4.7)$$

$$Z = B \cdot \cos(a + b) \quad (4.8)$$

Forța tangențială "T" este singura care produce moment motor, expresia acestuia fiind:

$$M = T \cdot R \quad (4.9)$$

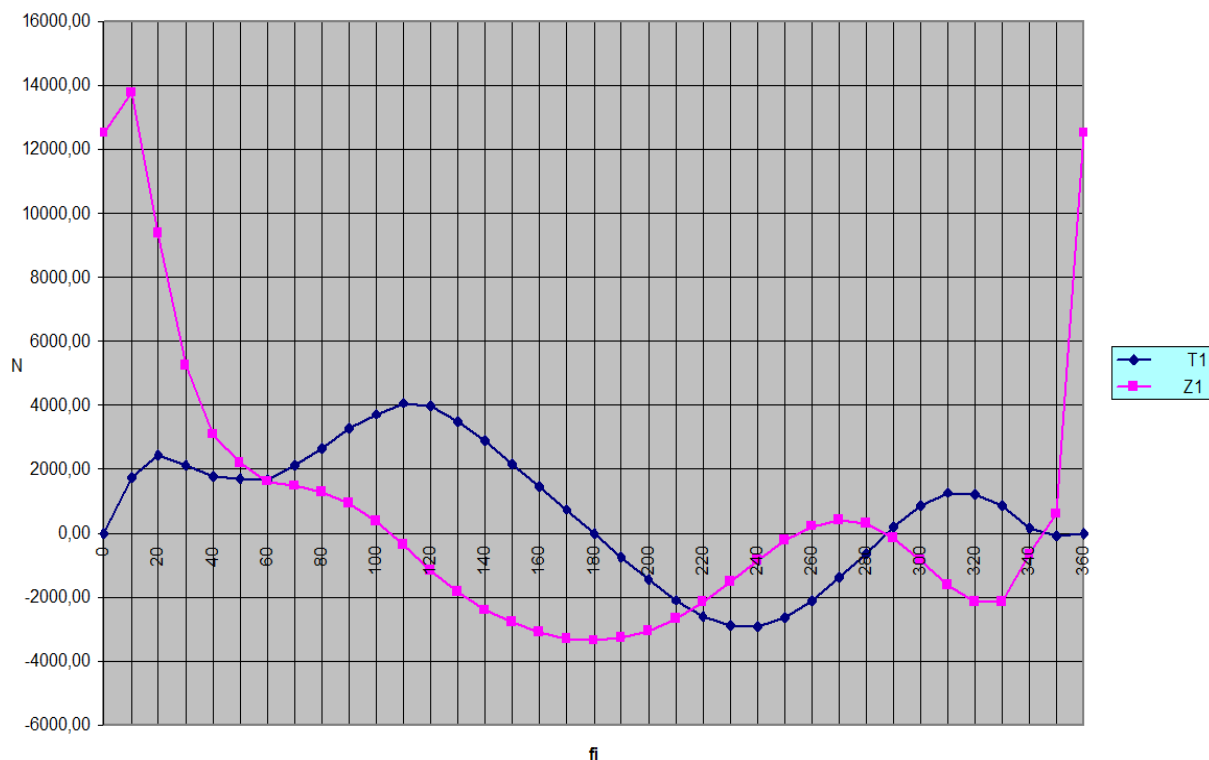


Fig. 4.5. Variația forțelor T și Z în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit

4.3. Momentul total al motorului policilindric

Momentul motor total se obține prin însumarea momentelor obținute pentru fiecare cilindru al motorului ținând cont de ordinea de funcționare a acestora și de configurația arborelui cotit. De asemenea se poate obține suma momentelor ce acționează asupra fiecărui fus palier al arborelui cotit.

Se stabilește variația momentului motor total funcție de unghiul "α" de rotație al arborelui cotit precum și de valoarea medie a momentului. Cu ajutorul acesteia din urmă se calculează puterea dezvoltată de motor și se compară cu valoarea obținută la calculul termic.

Ca poziție de pornire (α=0) se consideră poziția corespunzătoare PMS a primului cilindru aflat la admisie.

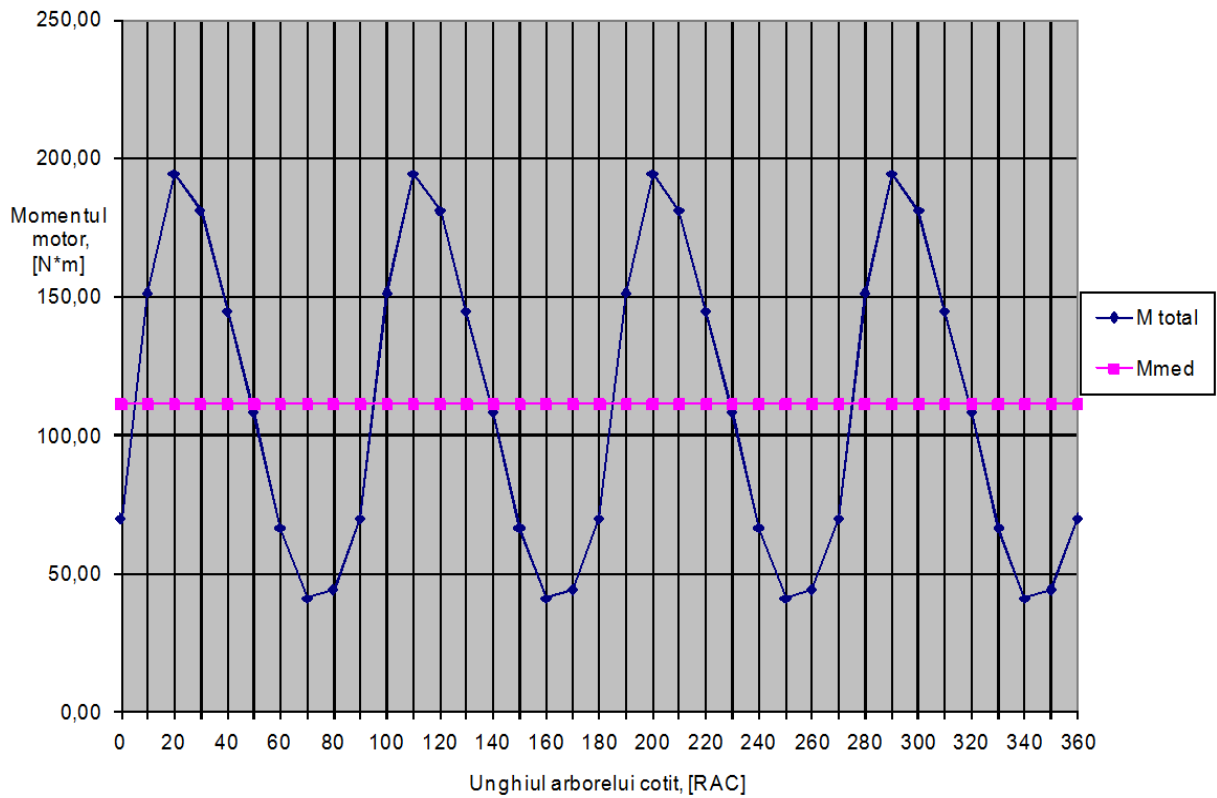


Fig. 4.6. Variația momentului total și a momentului mediu în funcție de unghiul de rotație a arborelui cotit

4.4. Calculul forțelor care acționează pe fusul maneton și fusul palier

4.4.1. Forțele care acționează la nivelul fusului maneton

Asupra fusului maneton acționează forța tangențială F_t , forța radială F_m și forța centrifugă de inerție F_r a masei m_{2b} a bielei aflate în mișcare de rotație.

$$R_m = F_t + F_m + F_{rb} \quad [\text{N}] \quad (4.10)$$

$$F_t = F \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad [\text{N}] \quad (4.11)$$

$$F_m = F \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \quad [\text{N}] \quad (4.12)$$

$$F_{rb} = -m_{2b} \cdot R \cdot \omega^2 \quad [\text{N}] \quad (4.13)$$

$$F = F_g + F_j \quad [N] \quad (4.14)$$

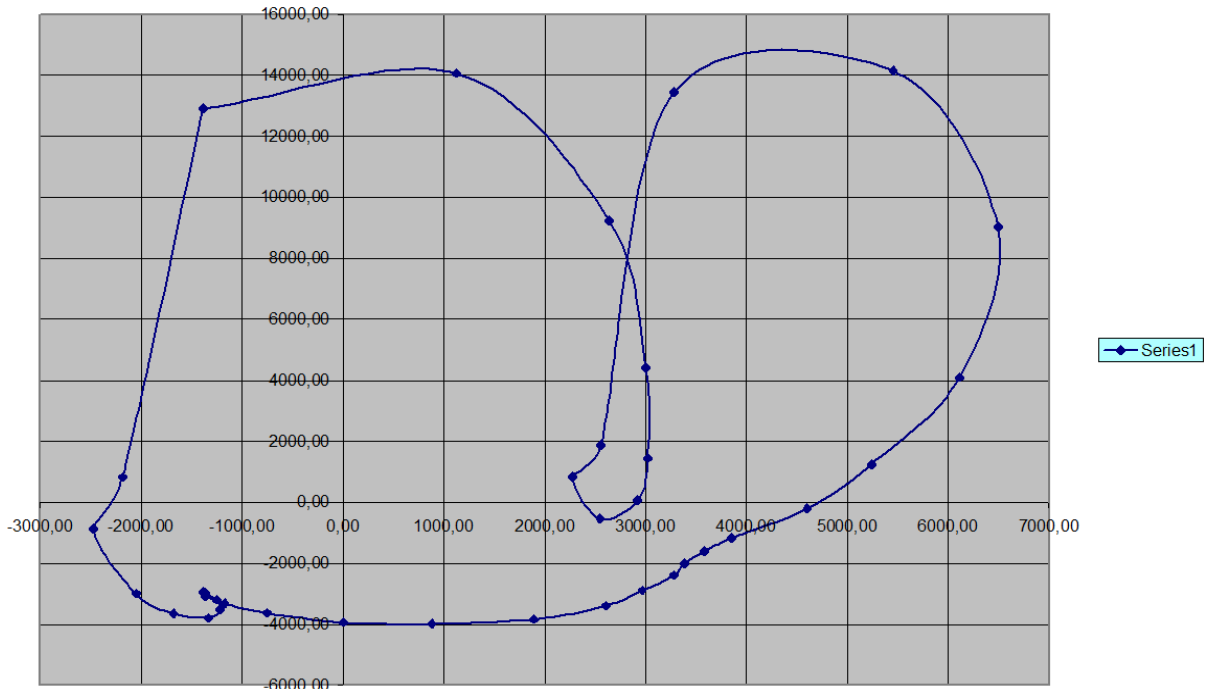


Fig. 4.7. Diagrama polară a forțelor rezultate în fusul maneton

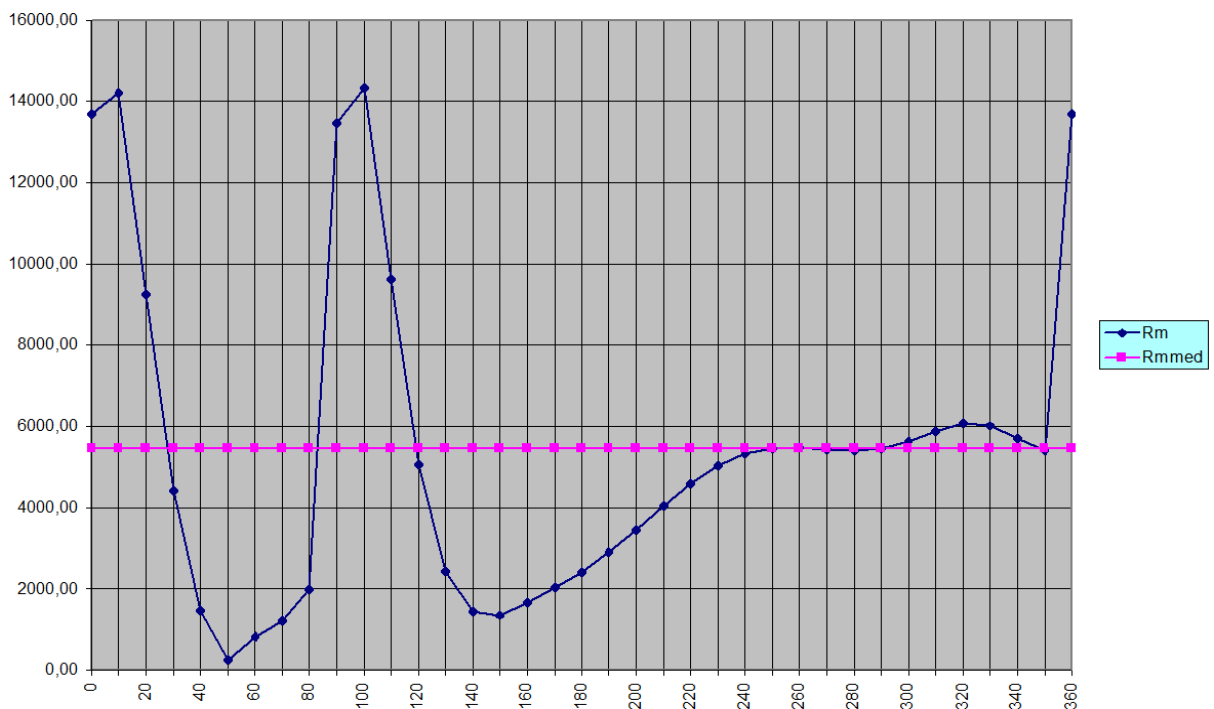


Fig. 4.8. Desfășurarea diagramei polare a forțelor rezultate

4.4.2. Forțele care acționează la nivelul fusului palier

Forța care acționează asupra fusului palier al arborelui cotit, care are număr de lagăre mai mare cu unu decât numărul de manetoane, este determinată de forțele care acționează în brațele manetoanelor din proximitatea fusului considerat.

$$R_p^{dr} = \sqrt{F_{tp}^{dr2} + (F_{mp}^{dr})^2} \quad [N] \quad (4.15)$$

$$F_{tp}^{dr} = \frac{F_t^{dr}}{2} \quad [N] \quad (4.16)$$

$$F_{mp}^{dr} = \frac{F_m^{dr} - F_r}{2} \quad [N] \quad (4.17)$$

$$R_{fp}^{st} = \sqrt{F_{tp}^{st2} + (F_{mp}^{st})^2} \quad [N] \quad (4.18)$$

$$F_{tp}^{st} = \frac{F_t^{st}}{2} \quad [N] \quad (4.19)$$

$$F_{mp}^{st} = \frac{F_m^{st} - F_r}{2} \quad [N] \quad (4.20)$$

$$R_{fp} = R_p^{dr} + R_p^{st} \quad [N] \quad (4.21)$$

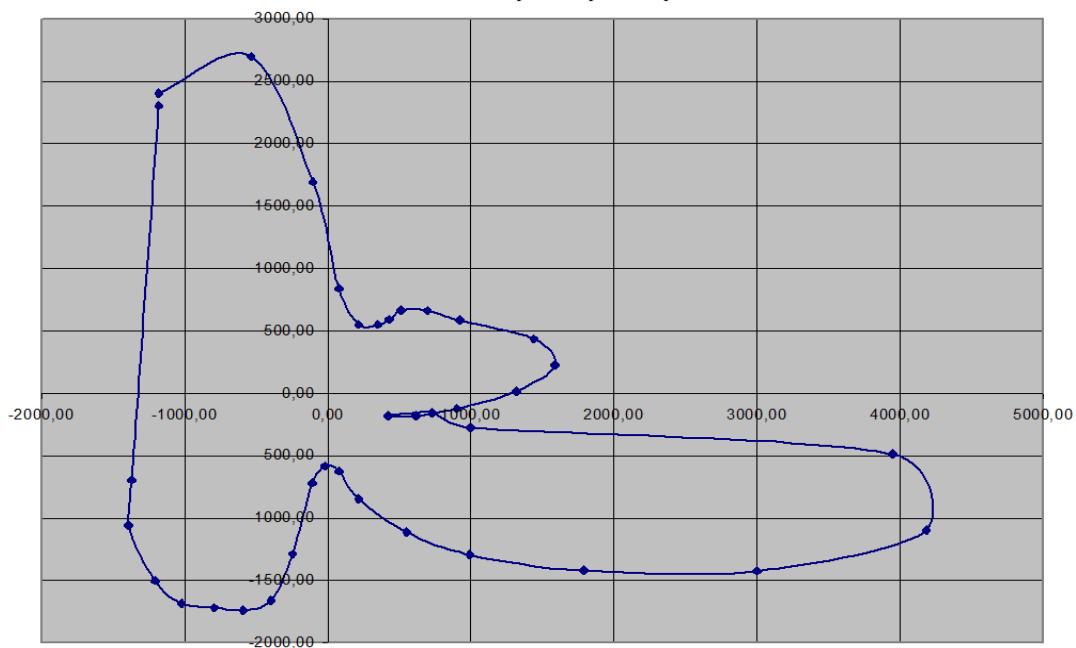


Fig. 4.9. Diagrama polară a forțelor rezultate în fusul palier

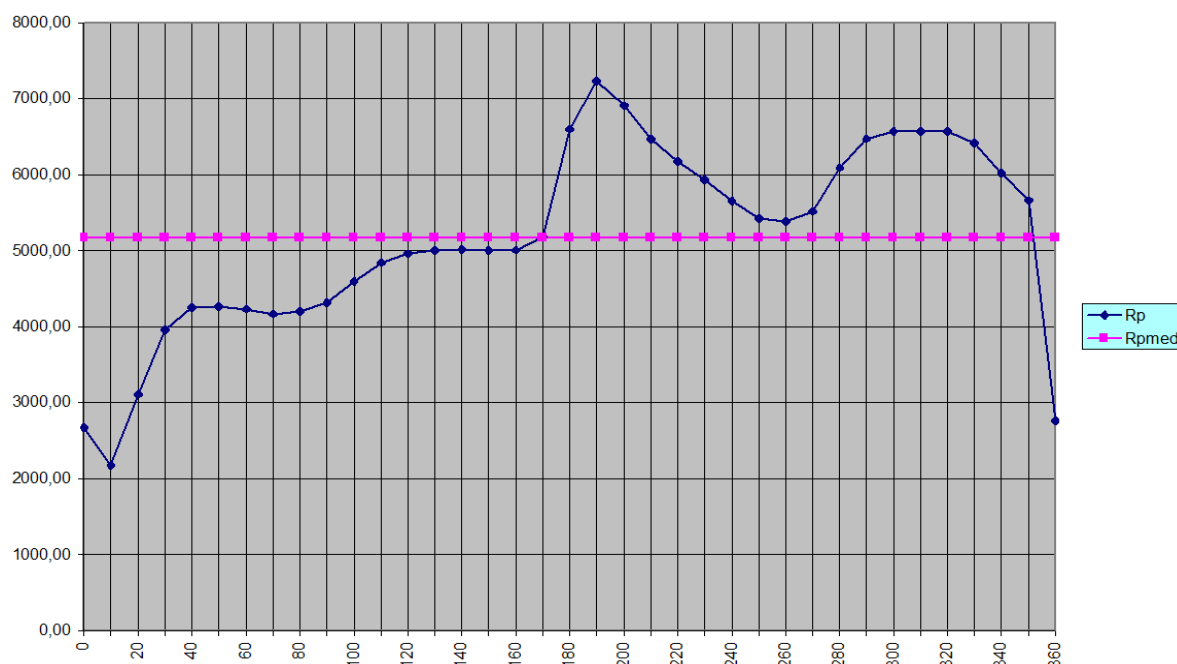


Fig. 4.10. Desfășurarea sarcinii sumare

4.5. Definirea ciclului operațional

Pentru realizarea unei ordini de funcționare corespunzătoare a cilindrilor motorului și o echilibrare naturală cât mai completă a forțelor de inerție și a momentelor acestora trebuie stabilită o anumită poziție relativă a manivelor arborelui cotit. Ordinea adecvată de funcționare a cilindrilor se stabilește în funcție de condiția distribuției uniforme a arderilor succesive a doi cilindri vecini pentru a nu rezulta sarcini medii prea mari pe fusurile paliere dintre aceștia. Trebuie să se aibă în vedere și circulația încărcăturii proaspete în galeria de admisie adică asigurarea unui număr minim de schimbări de direcție a fluxului de gaze și evitarea interceptării încărcăturii destinate unui cilindru vecin cu canal de admisie mai scurt. Această neregularitate provoacă o creștere a neuniformității umplerii cilindrilor, având efecte secundare nedorite asupra funcționalității motorului. ORDINEA DE APRINDERE ȘI ARDERE ESTE: 1st-1dr-2st-2dr. Pentru o echilibrare naturală cât mai completă a forțelor de inerție și a momentelor acestor forțe trebuie căutate acele poziții relative ale manivelor arborelui cotit pentru care forțele centrifuge și forțele de inerție de ordinul unu și doi se anulează reciproc. De asemenea pentru echilibrarea momentelor date de forțele de inerție trebuie ca manetoanele să fie dispuse în oglindă, adică manivelele egal depărtate de mijlocul arborelui să fie în același plan și orientate în același sens.

4.6. Concluzii 4

În capitolul rezervat calculului cinematic al elementelor mobile s-a realizat analiza cinematicii mecanismului bielă manivelă, care include modelarea cursei, vitezei și

acelerației pistonului, respectiv studiul prin modelare a forțelor rezultante din mecanismul bielă-arbore cotit. S-a mai realizat modelarea momentului total al motorului, calculul forțelor care acționează pe fusul maneton și fusul palier, precum și definirea ciclului operațional. În acest sens au trebuit definite cât mai precis forțele care acționează la nivelul fusului maneton și forțele care acționează în lagărul fusului palier. Calculele corespunzătoare pentru ambele tipuri de fusuri ale arborelui cotit țin cont de faptul că acestea formează lagăre prin alunecare, în cazul cărora apar atât forțe de frecare la suprafața de contact dintre cuzineți și fusul arborelui cotit, cât și forțe de inerție, respectiv forțele datorate presiunii gazelor. Studiul cinematic al funcționării motorului este influențat de comportamentul dinamic al elementelor componente. Se observă dependența de tip proporțional între unghiul de rotație și timp, ceea ce permite interconectarea mărimilor cinematice la cel dintâi. În continuare se realizează o analiză detaliată a elementelor constructive ale motorului.

5. ANALIZA PRIN CALCUL A ELEMENTELOR FIXE ȘI MOBILE

5.1. Analiza prin calcul a elementelor de susținere

Blocul cilindrilor preia eforturile de explozie și forțele de inerție ale mecanismului bielă-manivelă. Condiția esențială pe care trebuie să o aibă un bloc este aceea de a asigura o rigiditate maximă.

Blocul de cilindri se realizează prin turnare. În ce privește construcția se recomandă ca el să fie realizat sub forma unui corp cu zăbrele. Acestea vor fi constituite din nervurile piesei turnate, iar pereții vor fi atât de subțiri cât permite tehnologia de fabricare. În partea superioară a blocului se fixează șuruburile pentru prinderea chiulasei.

Diametrul lor variază în limitele $F = (8\div 10)$ mm, iar adâncimea de înșurubare este de $(1.5\div 2) F$ în cazul în care blocul este din fontă.

Dacă eforturile ce trebuie preluate sunt mai mari, atunci se mărește numărul de prezoane nu și diametrul lor.

În jurul camășilor se vor executa pe cât posibil secțiuni mai mici pentru trecerea apei, cu scopul de a mări viteza de curgere a acesteia. Aceasta nu trebuie să depășească însă 3,5 m/s pentru că există pericolul antrenării depozitelor inerente, care pot astupa canalele.

Pentru a avea dimensiuni minime în zona carterului se descrie înfășurătoarea conturului bielei la o rotație completă apoi se trasează secțiunea carterului astfel ca locurile cele mai strâmte dintre perete și corpul bielei să fie de minim 8÷10 mm din cauza barbotajului și a corpurilor străine.

Un indice de apreciere a calității blocului motor este greutatea acestuia. Se recomandă ca greutatea blocului să nu depășească 25% din greutatea motorului.

Compactitatea motorului este determinată în principal de distanța între axele cilindrilor; aceasta este determinată de arhitectura arborelui cotit, de lungimea fusurilor maneton și palier, de tipul și grosimea camășilor de cilindru, de mărimea interstițiului camerei de apă dintre cilindri. *Blocul motorului* se confecționează și din aliaj de aluminiu compus din Si 6,5; Mg 0,3; Mn 0,5; Ti 0,15 restul aluminiu [10], prin turnare sub presiune și se supune unui proces de îmbătrânire artificială accelerată în scopul obținerii unei structuri corespunzătoare.

Chiulasa se toarnă frecvent din aliaje de aluminiu. Un astfel de aliaj se compune din 5% Si; 1.3% Cu; 0.5% Mg; restul aluminiu.

Chiulasele se toarnă din aluminiu și nu se recomandă turnarea sub presiune.

Capacele lagărelor arborelui cotit se toarnă din oțel pentru motoarele mai puțin solicitate și se forjează la motoarele mai intens solicitate.

Prezoanele se execută din oțeluri aliate, de îmbunătățire, cu crom ori nichel.

5.2. Calculul cămășii cilindrului motorului

Dimensiunile cămășii de cilindru se determină folosind schema de principiu din figura 5.1. Deformația sumară a cămășii se poate aprecia pornind de la dimensiunile principale.

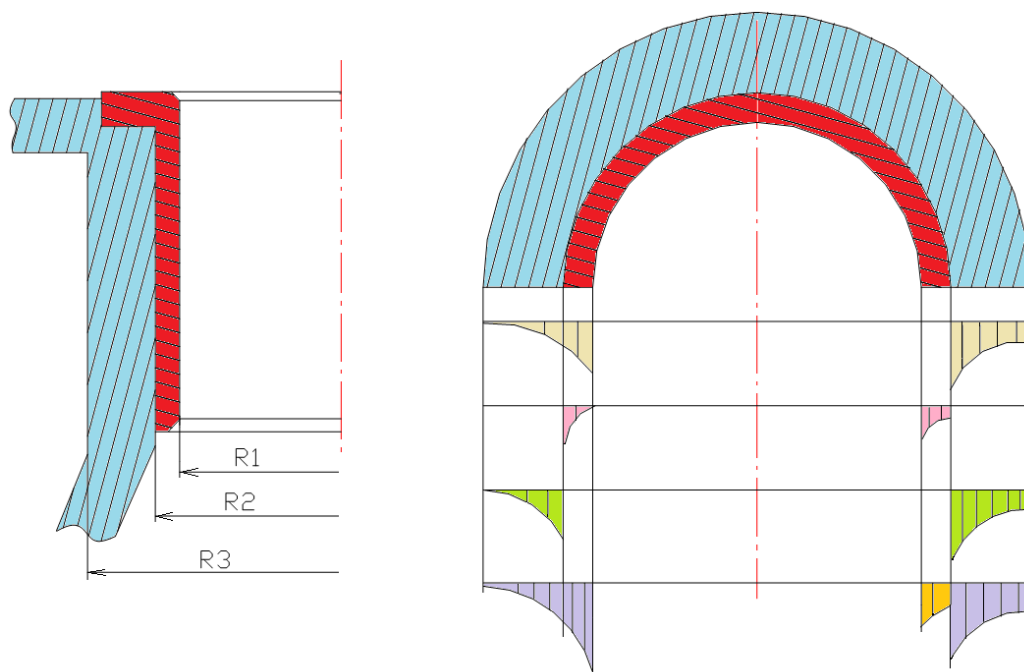


Fig. 5.1. Cămașă de cilindru

Se alege o cămașă de cilindru tip uscată.

$$R1 := \frac{D}{2} \quad R1 = 40 \text{ mm} \quad (5.1)$$

$$R2 := R1 + 3.5 \quad R2 = 43.5 \text{ mm} \quad (5.2)$$

$$R3 := R2 + 5 \quad R3 = 48.5 \text{ mm} \quad (5.3)$$

Modulele de elasticitate ale cămășii și ale blocului motor sunt diferite pentru că blocul motor este realizat din aliaj de aluminiu iar cămașa din fontă. Aceste module sunt prezentate mai jos.

$$Ec := 1000000 \text{ daN/cm}^2 \quad (5.4)$$

$$Eb := 680000 \text{ daN/cm}^2 \quad (5.5)$$

Coeficienții lui Poisson pentru cămașă și bloc diferă de asemenea, după cum urmează:

$$v_c := 0.3 \quad (5.6)$$

$$v_b := 0.35 \quad (5.7)$$

Se adoptă o presiune de strângere de:

$$p := 4.5 \frac{N}{mm^2} \quad (5.8)$$

Atunci deformația sumară va fi:

$$\Delta := p \cdot \left[\left(\frac{R_2}{E_b} \right) \cdot \left[\left(\frac{R_2^2 - R_3^2}{R_3^2 - R_2^2} \right) - v_b \right] - \left(\frac{R_2}{E_c} \right) \cdot \left[\left(\frac{R_2^2 - R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \right) - v_c \right] \right] \quad (5.9)$$

$$\Delta = -0.001 \quad (5.10)$$

Diametrul exterior al cămășii trebuie să fie:

$$D_{ce} := 2 \cdot (R_2 + \Delta) \quad D_{ce} = 86.999 \text{ mm} \quad (5.11)$$

Calculul tensiunilor

Tensiunile care apar în pereții blocului și ai cămășii sub influența presiunii de strângere și a presiunii gazelor se calculează distinct.

Tensiunile care apar datorită presiunii de strângere se determină aplicând algoritmi de calcul prezentați în continuare.

Pentru cămașa amovibilă a cilindrului motor se realizează următoarele calcule:

-la interior

$$\sigma_{ri} := 0 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.12)$$

$$\sigma_{ti} := -2 \cdot p \cdot \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \quad \sigma_{ti} = -9.194 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.13)$$

-la exterior

$$\sigma_{re} := -p \quad \sigma_{re} = -4.5 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.14)$$

$$\sigma_{te} := -p \cdot \frac{(R_2^2 + R_1^2)}{R_2^2 - R_1^2} \quad \sigma_{te} = -53.773 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.15)$$

Pentru cilindrul realizat direct în blocul motor:

-la interior

$$\sigma_{ri}' := -p \quad \sigma_{ri}' = -4.5 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.16)$$

$$\sigma_{ti}' := p \cdot \frac{(R3^2 + R2^2)}{R3^2 - R2^2} \quad \sigma_{ti}' = 41.522 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.17)$$

-la exterior

$$\sigma_{re}' := 0 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.18)$$

$$\sigma_{te}' := 2 \cdot p \cdot \frac{R2^2}{R3^2 - R1^2} \quad \sigma_{te}' = -53.773 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.19)$$

Pe baza teoriei tensiunii tangențiale maxime se calculează tensiunea maximă pe suprafața interioară a cilindrului unde se întâlnesc valori mai mari.

$$\tau_{max} := p \cdot \frac{R2^2}{R3^2 - R2^2} \quad \tau_{max} = 18.511 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.20)$$

Tensiunile care apar datorită presiunii gazelor se determină cu ajutorul relației:

$$p_{gmax} := p_z \cdot 10^{-6} \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.21)$$

la interiorul cămășii:

$$\sigma_{ri}'' := -p_{gmax} \quad \sigma_{ri}'' = -4.685 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.22)$$

$$\sigma_{ti}'' := p_{gmax} \cdot \frac{(R2^2 + R1^2)}{R2^2 - R1^2} \quad \sigma_{ti}'' = 55.984 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.23)$$

la suprafața de separație dintre exteriorul cămășii și suprafața interioară a cilindrului din bloc:

$$\sigma_{tm}'' := p_{gmax} \cdot \left(\frac{R1^2}{R2^2} \right) \cdot \frac{(R2^2 + R3^2)}{R3^2 - R1^2} \quad \sigma_{tm}'' = 22.352 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.24)$$

la exteriorul cilindrului din bloc se aplică următoarele condiții:

$$\sigma_{re}'' := 0 \quad \frac{N}{mm^2} \quad (5.25)$$

$$\sigma_{te}'' := 2 \cdot p_{gmax} \frac{R1^2}{R3^2 - R1^2} \quad \sigma_{te}'' = 19.93 \frac{N}{mm^2} \quad (5.26)$$

Se observă că toate tensiunile nu depășesc valorile admisibile $s_a = 60 \text{ N/mm}^2$.

5.3. Calculul pistonului

Calculul de rezistență al pistonului se face după stabilirea principalelor sale dimensiuni pe baza datelor statistice ale motoarelor existente și care s-au comportat bine în exploatare.

A) Dimensiunile caracteristice ale pistonului sunt reprezentate în figura 5.2.

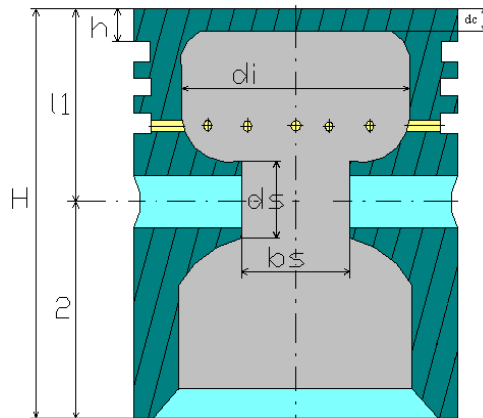


Fig. 5.2. Construcția pistonului

Grosimea peretelui capului de piston se determină cu relația:

$$\delta := 0.13 \cdot D \quad \delta = 10.4 \text{ mm} \quad (5.27)$$

Lungimea pistonului se determină cu relația:

$$H := 0.95 \cdot D \quad H = 76 \text{ mm} \quad (5.28)$$

Înălțimea pistonului se determină cu relația:

$$l1 := 0.6 \cdot D \quad l1 = 48 \text{ mm} \quad (5.29)$$

Lungimea mantalei pistonului se determină cu relația:

$$L := 0.7 \cdot D \quad L = 56 \text{ mm} \quad (5.30)$$

Diametrul bosajelor pistonului se determină cu relația:

$$ds := 0.45 \cdot D \quad ds = 36 \text{ mm} \quad (5.31)$$

Distanța între bosaje:

$$bs := 0.4 \cdot D \quad bs = 32 \text{ mm} \quad (5.32)$$

Înălțimea protecției segmentului de foc se determină cu relația:

$$h := 0.1 \cdot D \quad h = 8 \quad \text{mm} \quad (5.33)$$

Diametrul interior se determină cu relația:

$$d_i := 0.9 \cdot D \quad d_i = 72 \quad \text{mm} \quad (5.34)$$

B) Efortul unitar de incovoiere la extremitatea capului pistonului

Partea interioară a pistonului se verifică la rezistență ca o placă circulară încastrată pe contur și încărcată cu o sarcină uniform distribuită dată de p_{gmax} . Solicitarea fundului pistonului e dată de formula:

$$\sigma_i := p_{gmax} \left(\frac{d_i}{2 \cdot \delta} \right)^2 \quad \sigma_i = 56.137 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.35)$$

Valoarea obținută se compară cu valorile admisibile pentru aluminiu care sunt $s_a = 25 \div 60 \text{ N/mm}^2$.

C) Efortul unitar în secțiunea critică a găurilor de evacuare a uleiului din canalul segmentului de ungere.

Pistonul se verifică la compresiune în secțiunea critică corespunzătoare găurilor de scurgere a uleiului.

Se adoptă numărul de canale de ungere din secțiunea critică menționată:

$$n_{can} := 12 \quad (5.36)$$

Se adoptă diametrul unui canal de ungere egal cu:

$$d_{can} := 1.5 \quad \text{mm} \quad (5.37)$$

Se adoptă adâncimea canalului de segment ca fiind:

$$h_c := 3 \quad \text{mm} \quad (5.38)$$

Aria secțiunii critice va fi:

$$A_{cc} := \left[\frac{\pi \cdot (D - 2 \cdot h_c)^2}{4} - \frac{\pi \cdot (d_i - 10)^2}{4} \right] - n_{can} \cdot d_{can} \cdot \frac{(D - 2 \cdot h_c - d_i + 10)}{2} \quad (5.39)$$

$$A_{cc} = 1173.77 \quad \text{mm}^2 \quad (5.40)$$

$$\sigma_{cc} := p_{gmax} \frac{(\pi \cdot D^2)}{4 \cdot A_{cc}} \quad \sigma_{cc} = 20.063 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad (5.41)$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile $s_a = 30 \div 40 \text{ N/mm}^2$ pentru aluminiu.

D) Presiunea specifică pe manta

Forța normală maximă care acționează într-un plan perpendicular pe axa bolțului este:

$$N_{\max} := 1064 \quad \text{N} \quad (5.42)$$

$$p := \frac{N_{\max}}{D \cdot L \cdot 10^{-6}} \quad p = 2.375 \cdot 10^5 \quad \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \quad (5.43)$$

Valoarea lui p nu trebuie să depășească $4 \div 7 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$ la motoarele de autoturisme [3].

E) Diametrul pistonului la montaj

Pentru asigurarea unei funcționări normale a pistonului este necesar ca jocul la cald, dintre piston și cilindru, să fie în următoarele limite:

$$D_s = 0.002 \div 0.003 \cdot D \text{ în zona superioară} \quad (5.44)$$

$$D_i = 0.001 \div 0.002 \cdot D \text{ în zona inferioară} \quad (5.45)$$

Se alege:

$$\Delta s := 0.0025 \cdot D \quad \Delta s = 0.2 \quad \text{mm} \quad (5.46)$$

$$\Delta i := 0.0015 \cdot D \quad \Delta i = 0.12 \quad \text{mm} \quad (5.47)$$

Jocurile diametrale în stare rece în zona superioară și în zona inferioară sunt:

$$\Delta 's := 0.003 \cdot D \quad \Delta 's = 0.24 \quad \text{mm} \quad (5.48)$$

$$\Delta 'i := 0.002 \cdot D \quad \Delta 'i = 0.16 \quad \text{mm} \quad (5.49)$$

Coefficienții de dilatare termică a materialului cămășii cilindrului și a pistonului sunt:

$$\alpha_c := 10.7 \cdot 10^{-6} \quad \frac{1}{\text{K}} \quad (5.50)$$

$$\alpha_p := 17.5 \cdot 10^{-6} \quad \frac{1}{\text{K}} \quad (5.51)$$

Temperaturile cămășii și pistonului sunt:

$$T_c := 380 \quad \text{K} \quad (5.52)$$

$$T_p := 490 \quad \text{K} \quad (5.53)$$

Diametrul pistonului la montaj este:

$$D_{ps} := \frac{(D \cdot (1 + \alpha_c \cdot (T_c - T_0)) - \Delta 's)}{1 + \alpha_p \cdot (T_p - T_0)} \quad (5.54)$$

$$D_{ps} = 79.56 \quad \text{mm} \quad (5.55)$$

$$D_{pi} := \frac{(D \cdot (1 + \alpha_c \cdot (T_c - T_0)) - \Delta 'i)}{1 + \alpha_p \cdot (T_p - T_0)} \quad (5.56)$$

$$D_{pi} = 79.793 \quad \text{mm} \quad (5.57)$$

5.4. Calculul bolțului de piston

Bolțul de piston este supus în timpul funcționării la o sarcină mecanică variabilă ca valoare și sens, iar în unele regimuri de funcționare ale motorului caracterul acestei solicitări se apropie de cel de șoc. Mișcarea oscilantă și temperatura relativ ridicată de la umerii pistonului determină condiții nefavorabile pentru realizarea unei frecări lichide: de aici și uzura accentuată a bolțului. Aceste condiții impun ca miezul de piston să fie miez tenace și să aibă un strat superficial dur, cu un grad de finisare ridicat. În funcție de oțelul din care se execută, bolțul de piston se cimentează la suprafață pe o adâncime de $0,5\div 2$ mm ori se căleşte superficial prin C.I.F. pe o adâncime de $1\div 1,5$ mm. Duritatea stratului superficial trebuie să fie $H_{RC}=58\div 65$, iar a miezului $H_{RC}=36$.

Pentru calculul bolțului se consideră o grindă fixată pe două reazeme și încărcată cu o forță uniform distribuită pe lungimea piciorului bieiei. Schema de încărcare se evidențiază în figura 5.3. Convențional forța ce acționează asupra bolțului se consideră a fi forța maximă de presiune a gazelor diminuată de forța de inerție dată de masa pistonului.

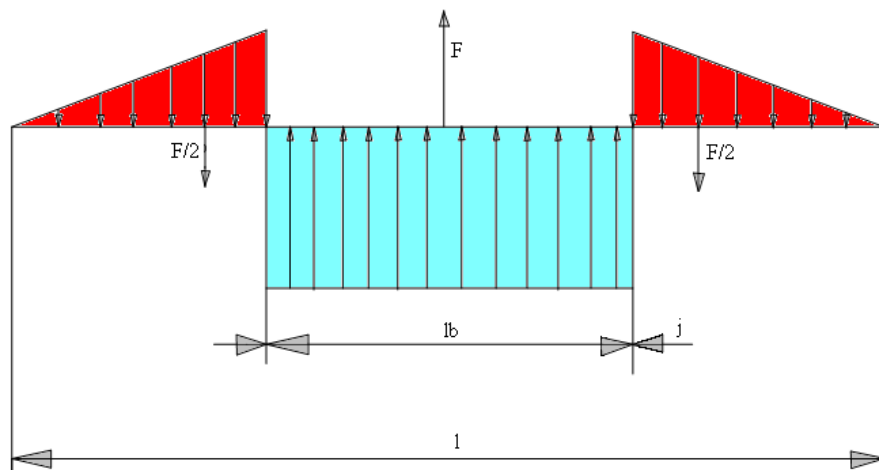


Fig. 5.3. Schema de încărcare a bolțului

Dimensiunile bolțului

Se alege bolț fix deoarece se reduce coeficientul care exprimă dezaxarea bieiei diminuându-se astfel uzura și nivelul zgomotelor.

Lungimea bolțului:

$$l := 0.9 \cdot D \quad l = 72 \text{ mm} \quad (5.58)$$

Lungimea l_{bi} :

$$l_{bi} := 0.3 \cdot D \quad l_{bi} = 24 \text{ mm} \quad (5.59)$$

Diametrul bolțului:

$$d := 0.24 \cdot D \quad d = 19.2 \quad \text{mm} \quad (5.60)$$

În acest caz se adoptă:

$$d := 20 \quad \text{mm} \quad (5.61)$$

Parametrul $\alpha_b = d_{int}/d$:

$$\alpha_b := 0.65 \quad (5.62)$$

Diametrul interior al bolțului:

$$d_{int} := \alpha_b \cdot d \quad d_{int} = 13 \quad \text{mm} \quad (5.63)$$

Jocul dintre bielă și umerii pistonului.

$$j := 1.5 \quad \text{mm} \quad (5.64)$$

Verificarea la uzură

Forța maximă și minimă a presiunii gazelor și forța de inerție care solicită bolțul este:

$$F_{max} := 13855 \quad \text{N} \quad (5.65)$$

$$F_{min} := 240.5 \quad \text{N} \quad (5.66)$$

Bolțul se verifică la uzură în piciorul bielei și în umerii pistonului. Verificarea la uzură se face calculând presiunile specifice de contact, care caracterizează condițiile de ungere, atât pentru piciorul bielei cât și pentru umeri.

$$l_p := 1.2 \cdot \frac{l_{bi}}{2} \quad l_p = 14.4 \quad \text{mm} \quad (5.67)$$

Presiunea pe suprafața piciorului bielei:

$$p_b := \frac{F_{max}}{d \cdot l_{bi}} \quad p_b = 28.865 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.68)$$

Presiunea pe suprafața umerilor pistonului:

$$p_p := \frac{F_{max}}{2 \cdot d \cdot l_p} \quad p_p = 24.054 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.69)$$

La motoarele existente presiunea specifică variază în limitele: $p_b=(40 \div 90) \text{ N/mm}^2$ și $p_p=(25 \div 54) \text{ N/mm}^2$ conform lucrării [4].

Verificarea la încovoiere

Tensiunea maximă determinată de momentul încovoiator la mijlocul bolțului se calculează cu relația:

$$\sigma_{imax} := \frac{F_{max} \cdot (1 + 0.5 \cdot l_{bi} + 4 \cdot j)}{1.2 \cdot d^3 \cdot (1 - \alpha_b^4)} \quad \sigma_{imax} = 158.115 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.70)$$

$$\sigma_{imin} := \frac{F_{min} \cdot (1 + 0.5 \cdot l_{bi} + 4 \cdot j)}{1.2 \cdot d^3 \cdot (1 - \alpha_b^4)} \quad \sigma_{imin} = 0.579 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.71)$$

Valoarea admisibilă a tensiunii unitare maxime de încovoiere este de 250÷500 N/mm² pentru oțel aliat și de 120÷150 N/mm².

Coeficientul de siguranță

În continuare se calculează efortul unitar mediu și amplitudinea eforturilor unitare

$$\sigma_{ia} := \frac{\sigma_{imax} - \sigma_{imin}}{2} \quad \sigma_{ia} = 78.768 \quad (5.72)$$

$$\sigma_{im} := \frac{\sigma_{imax} + \sigma_{imin}}{2} \quad \sigma_{im} = 79.347 \quad (5.73)$$

Rezistența la oboseală pentru oțel carbon este:

$$\sigma_1 := 200 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.74)$$

$$\sigma_0 := 1.5 \cdot \sigma_1 \quad \sigma_0 = 300 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.75)$$

Coeficientul tensiunilor este:

$$\psi := \frac{(2 \cdot \sigma_1 - \sigma_0)}{\sigma_0} \quad \psi = 0.333 \quad (5.76)$$

Coeficientul efectiv de concentrare a tensiunilor la sarcini variabile [4] este:

$$\beta_k := 1 \quad (5.77)$$

Factorul dimensional conform lucrării [4] este:

$$\varepsilon_b := 0.8 \quad (5.78)$$

Coeficientul stării suprafeței conform lucrării [4] este:

$$\gamma := 1.1 \quad \text{pentru bolț călit} \quad (5.79)$$

Pentru bolțul fix încărcarea este după ciclul asimetric și coeficientul de siguranță este:

$$c_2 := \frac{1}{\left[\left(\frac{\sigma_{ia}}{\sigma_1} \cdot \frac{\beta_k}{\varepsilon_b \cdot \gamma} \right) + \left(\psi \cdot \frac{\sigma_{im}}{\sigma_1} \right) \right]} \quad c_2 = 1.725 \quad (5.80)$$

Verificarea la forfecare

Efortul unitar de forfecare se determină în secțiunile amplasate în jocurile dintre părțile frontale ale bosajelor pistonului și a bușei cu relația următoare:

$$\tau := 0.85 \cdot F_{max} \cdot \frac{(1 + \alpha b + \alpha b^2)}{d^2 \cdot (1 - \alpha b^4)} \quad \tau = 74.277 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.81)$$

Această valoare se încadrează în limitele admisibile $t_a = 80 \div 120 \text{ N/mm}^2$ pentru oțel carbon conform lucrării [4].

Verificarea la ovalizare

În ceea ce privește calculul la ovalizare se ia în calcul ipoteza că bolțul este încărcat cu o sarcină care variază sinusoidal. Pentru a corecta inexactitățile ipotezei rezultatele obținute se majorează cu coeficientul k

Solicitările maxime apar la diametrul interior al bolțului. Valorile acestor eforturi se calculează astfel:

$$\eta_1 := 13 \quad \eta_2 := 10 \quad \eta_3 := 7 \quad \eta_4 := 8 \quad (5.82)$$

$$\sigma_{i1} := \frac{F_{\max} \cdot \eta_1}{l \cdot b \cdot d} \quad \sigma_{i1} = 375.24 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.83)$$

$$\sigma_{i2} := \frac{F_{\max} \cdot \eta_2}{l \cdot b \cdot d} \quad \sigma_{i2} = 288.646 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.84)$$

$$\sigma_{i3} := \frac{F_{\max} \cdot \eta_3}{l \cdot b \cdot d} \quad \sigma_{i3} = 202.052 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.85)$$

$$\sigma_{i4} := \frac{F_{\max} \cdot \eta_4}{l \cdot b \cdot d} \quad \sigma_{i4} = 230.917 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.86)$$

Valorile maxime admisibile pentru aceste eforturi sunt $s_a = (140 \div 300) \text{ N/mm}^2$ conform lucrării [4].

Deformația maximă de ovalizare

$$k := 1.3 \quad (5.87)$$

Modulul de elasticitate (exprimat în daN/cm^2) este:

$$E := 2.1 \cdot 10^5 \quad (5.88)$$

Deformația maximă de ovalizare este:

$$\Delta \delta_{\max} := \frac{0.09 \cdot F_{\max}}{l \cdot E} \cdot \left(\frac{1 + \alpha b}{1 - \alpha b} \right)^3 \cdot k \quad \Delta \delta_{\max} = 0.011 \quad \mu\text{m} \quad (5.89)$$

Jocul radial la cald este:

$$\Delta' := 0.0007 \cdot d \quad \Delta' = 0.014 \quad \text{mm} \quad (5.90)$$

Calculul jocului de montaj

Jocurile la montaj ale bolțului depind de tipul îmbinării cu pistonul și biela.

Temperatura bolțului este dată de relația:

$$t_b := 150 \quad \text{grad} \quad (5.91)$$

Temperatura pistonului este:

$$t_p := 180 \text{ grad} \quad (5.92)$$

Temperatura mediului ambiant este exprimată în [grad]

$$\alpha_b := 10 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}} \quad (5.93)$$

$$\alpha_{pi} := 20 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}} \quad (5.94)$$

Jocul bolțului este:

$$\Delta b := \Delta + (\alpha_b \cdot (t_b - t_0) - \alpha_{pi} \cdot (t_p - t_0)) \cdot d \quad \Delta b = -0.039 \quad (5.95)$$

Valorile negative se referă la aliaje de aluminiu. În asemenea cazuri montajul se face prin încălzirea pistonului la $80 \div 120^\circ\text{C}$.

5.5. Calculul segmentilor

În ansamblul lor segmentii realizează etanșarea pe baza efectului de labirint, cu alte cuvinte spațiile dintre segmenti permit destinderea treptată a gazelor și prelungesc drumul parcurs de acestea. Astfel în zona ultimului segment viteza de curgere și cantitatea de gaze scad până la valori practic neglijabile.

Se consideră o eficiență normală, dacă presiunea gazelor după ultimul segment reprezintă $3 \div 4\%$ din valoarea presiunii în cilindru, iar volumul de gaze care trec pe lângă segmenti este cuprins între $0,2 \div 1\%$ din volumul încărcăturii proaspete admise în cilindri. Aceste valori se determină experimental.

Calculul segmentului urmărește stabilirea unor obiective, după cum urmează: determinarea presiunii medii elastice pentru stabilirea formei segmentului în stare liberă și montată; determinarea celor două dimensiuni de bază ale segmentului; verificarea eforturilor unitare ce apar în segment la deschiderea lui astfel încât la montaj să nu depășească valoarea admisibilă; determinarea jocurilor la rece și la cald precum și verificarea rosturilor la cald pentru a preveni impactul între capete în timpul funcționării.

Dimensiunile segmentului

$$b_{seg} := 1.5 \text{ mm} \quad (5.96)$$

$$t := \frac{D}{24} \quad t = 3.333 \text{ mm} \quad (5.97)$$

$$S_0 := 12 \text{ mm} \quad (5.98)$$

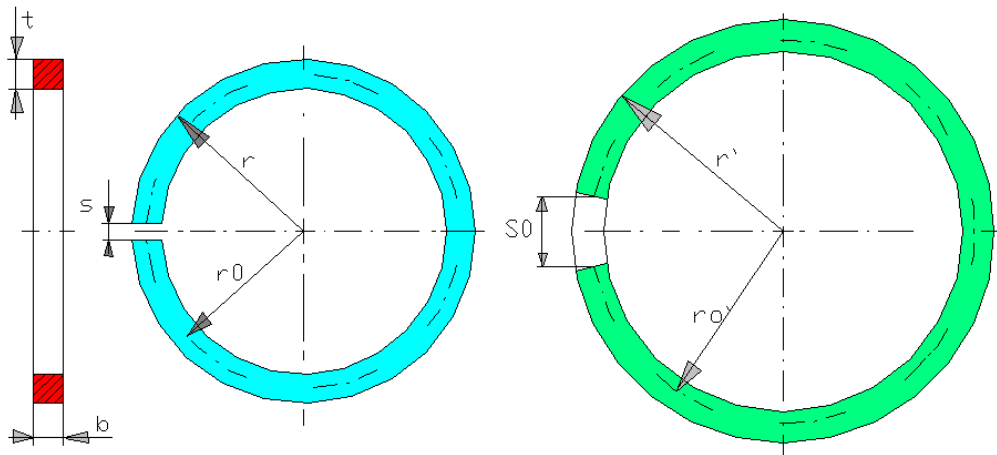


Fig. 5.4. Schema pentru dimensionarea segmentului

Presiunea medie elastică

Modulul de elasticitate:

$$E := 1.2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 \quad (5.99)$$

Coefficientul g:

$$g := 0.196 \quad (5.100)$$

Presiunea medie elastică:

$$pe := \frac{0.425}{3 - g} \cdot E \cdot \frac{\frac{S0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^3 \cdot \frac{D}{t}} \quad pe = 0.224 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2} \quad (5.101)$$

Realizarea unei repartiții adecvate a presiunii segmentului asupra oglinzii camășii de cilindru impune o curbură variabilă a fibrei medii elastice a segmentului în stare liberă. Trasarea fibrei medii a segmentului în stare liberă se poate realiza luând în considerație deplasările relative radiale și unghiulare.

Tensiunea maximă

$$Km := 1.742 \quad (5.102)$$

$$\sigma_{\max} := \frac{2 \cdot Km}{(3 - g) \cdot \pi} \cdot E \cdot \frac{\frac{S0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^2} \quad \sigma_{\max} = 322.982 \text{ N/mm}^2 \quad (5.103)$$

Tensiunea la montarea în canalul din piston

La montaj prin desfacerea segmentului în secțiunea opusă capetelor apar tensiuni unitare maxime care trebuie calculate pentru a preveni ruperea.

La montarea cu ajutorul cleștelui coeficientul „m” este:

$$m := 2 \quad (5.104)$$

Tensiunea la montarea pistonului este:

$$\sigma'_{\max} := \frac{2}{m} \cdot E \cdot \left[\frac{1 - \frac{1}{(3-g) \cdot \pi} \cdot \frac{S_0}{t}}{\left(\frac{D}{t} - 1\right)^2} \right] \quad \sigma'_{\max} = 134.139 \text{ N/mm}^2 \quad (5.105)$$

Valorile admisibile pentru $s'_{\max} = (400 \div 450) \text{ N/mm}^2$ conform lucrării [4].

5.6. Calculul arborelui cotit

Având în vedere condițiile de funcționare, prin calcul, arborele cotit se verifică la presiune specifică și încălzire, la oboseală și la vibrații de torsiune.

Calculul arborelui cotit are un caracter de verificare, dimensiunile lui adoptându-se Prin prelucrarea statistică a dimensiunilor arborilor cotiți existenți.

Dimensiunile caracteristice

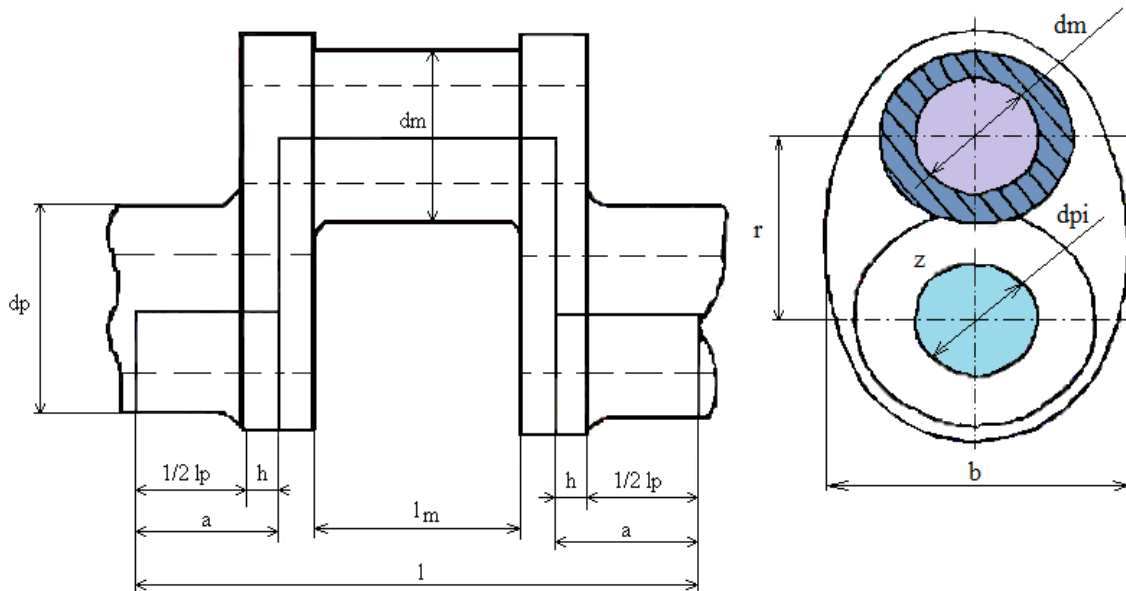


Fig. 5.5. Dimensiunile arborelui cotit

-Lungimea cotului:

$$l := 123 \text{ mm} \quad (5.106)$$

-Diametrul fusului palier:

$$dp := 0.8D \quad dp = 64 \quad \text{mm} \quad (5.107)$$

-Diametrul interior al fusului palier:

$$dpi := 30 \quad \text{mm} \quad (5.108)$$

-Lungimea fusului palier:

$$lp := 0.5dp \quad lp = 32 \quad \text{mm} \quad (5.109)$$

-Diametrul fusului maneton:

$$dm := 0.7D \quad dm = 56 \quad \text{mm} \quad (5.110)$$

-Diametrul interior al fusului maneton:

$$dmi := 20 \quad \text{mm} \quad (5.111)$$

-Lungimea fusului maneton:

$$lm := 0.94dm \quad lm = 52.64 \quad \text{mm} \quad (5.112)$$

-Diametrul interior al fusului maneton:

$$dmi := 0.7dm \quad dmi = 39.2 \quad \text{mm} \quad (5.113)$$

-Grosimea brațului.

$$h := 0.28dm \quad h = 15.68 \quad \text{mm} \quad (5.114)$$

-Raza de racordare.

$$\rho := 0.07dm \quad \rho = 3.92 \quad \text{mm} \quad (5.115)$$

Verificarea la presiunea specifică

-forța maximă ce încarcă fusul maneton.

$$R_{m\max} = 14327 \quad \text{N} \quad (5.116)$$

-forța maximă ce încarcă fusul palier

$$R_{p\max} = 7229.5 \quad \text{N} \quad (5.117)$$

-presiunea specifică maximă pe maneton:

$$p_{m\max} := \frac{R_{m\max}}{dm \cdot lm} \quad p_{m\max} = 4.86 \quad (5.118)$$

-presiunea specifică maximă pe palier.

$$p_{p\max} := \frac{R_{p\max}}{dp \cdot lp} \quad p_{p\max} = 3.53 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.119)$$

-forța medie ce încarcă fusurile manetoane.

$$R_m = 5459 \quad \text{N} \quad (5.120)$$

-forța medie ce încarcă fusurile paliere:

$$R_p := 5171 \quad \text{N} \quad (5.121)$$

-presiunea specifică medie convențională pe fusurile manetoane este:

$$p_m := \frac{R_m}{d_m \cdot l_m} \quad p_m = 1.852 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.122)$$

-presiunea specifică medie convențională pe fusurile palier este:

$$p_p := \frac{R_p}{d_p \cdot l_p} \quad p_p = 2.525 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.123)$$

Aceste valori se compară cu cele admisibile care pentru maneton sunt de $4 \div 8 \text{ N/mm}^2$ iar pentru palier sunt egale cu $2 \div 7,5 \text{ N/mm}^2$.

Verificarea la încălzire

Verificarea fusului la încălzire se efectuează inițial pe baza unui ciclu simplificat și acesta se referă la determinarea coeficientului de uzură.

$$\xi := 1.05 \quad (5.124)$$

-pentru maneton:

$$K_m := \sqrt{p_m \cdot \left(\xi \cdot \frac{\pi \cdot d_m \cdot 10^{-3} \cdot n}{60} \right)^3} \quad K_m = 82.191 \quad \text{m}^* \text{N/mm}^2 \quad (5.125)$$

-pentru palier:

$$K_p := \sqrt{p_p \cdot \left(\xi \cdot \frac{\pi \cdot d_p \cdot 10^{-3} \cdot n}{60} \right)^3} \quad K_p = 117.254 \quad \text{m}^* \text{N/mm}^2 \quad (5.126)$$

Aceste valori se compară cu cele admisibile care pentru maneton și pentru palier sunt egale cu $100 \div 150 \text{ mN/mm}^2$.

Verificarea prin această metodă nu ia în considerare factorii caracteristici ai regimului hidrodinamic de ungere.

Verificarea la oboseală

Calculul arborelui cotit ca o grindă static nedeterminată implică dificultăți, de aceea calculul impune adoptarea unor scheme simplificate de încărcare și deformare care consideră arborele cotit ca o grindă discontinuă alcătuită dintr-un număr de părți egal cu numărul coturilor.

Calculul se efectuează pentru fiecare cot în parte în următoarele ipoteze simplificatoare:

a) fiecare cot reprezintă o grindă simplu rezemată pe două reazeme.

- b) reazemele sunt rigide și coaxiale.
- c) momentele de încovoiere în reazeme se neglijează.
- d) fiecare cot lucrează în domeniul amplitudinilor maxime ale momentelor de încovoiere și de torsiune și a forțelor variabile ca semn.
- e) în reazemul din stânga cotului acționează un moment de torsiune egal cu suma momentelor coturilor care preced cotul de calcul.

Calculul fusului maneton

Fusul maneton este solicitat la încovoiere și torsiune. Calculul se efectuează pentru un cot ce se sprijină pe două reazeme și este încărcat cu forțe concentrate. Deoarece secțiunea momentelor maxime ale acestor solicitări nu coincide în timp, coeficientul de siguranță se determină separat pentru încovoiere și torsiune și apoi se calculează coeficientul de siguranță.

Reacțiunile din reazeme (Fig. 5.6) se determină din condiția de echilibru a forțelor și momentelor. Este convenabil ca forțele ce acționează asupra fusului să se descompună în două direcții: una în planul cotului cealaltă tangențială la fusul maneton.

Calculul fusului maneton la torsiune se face pe baza următoarelor relații:

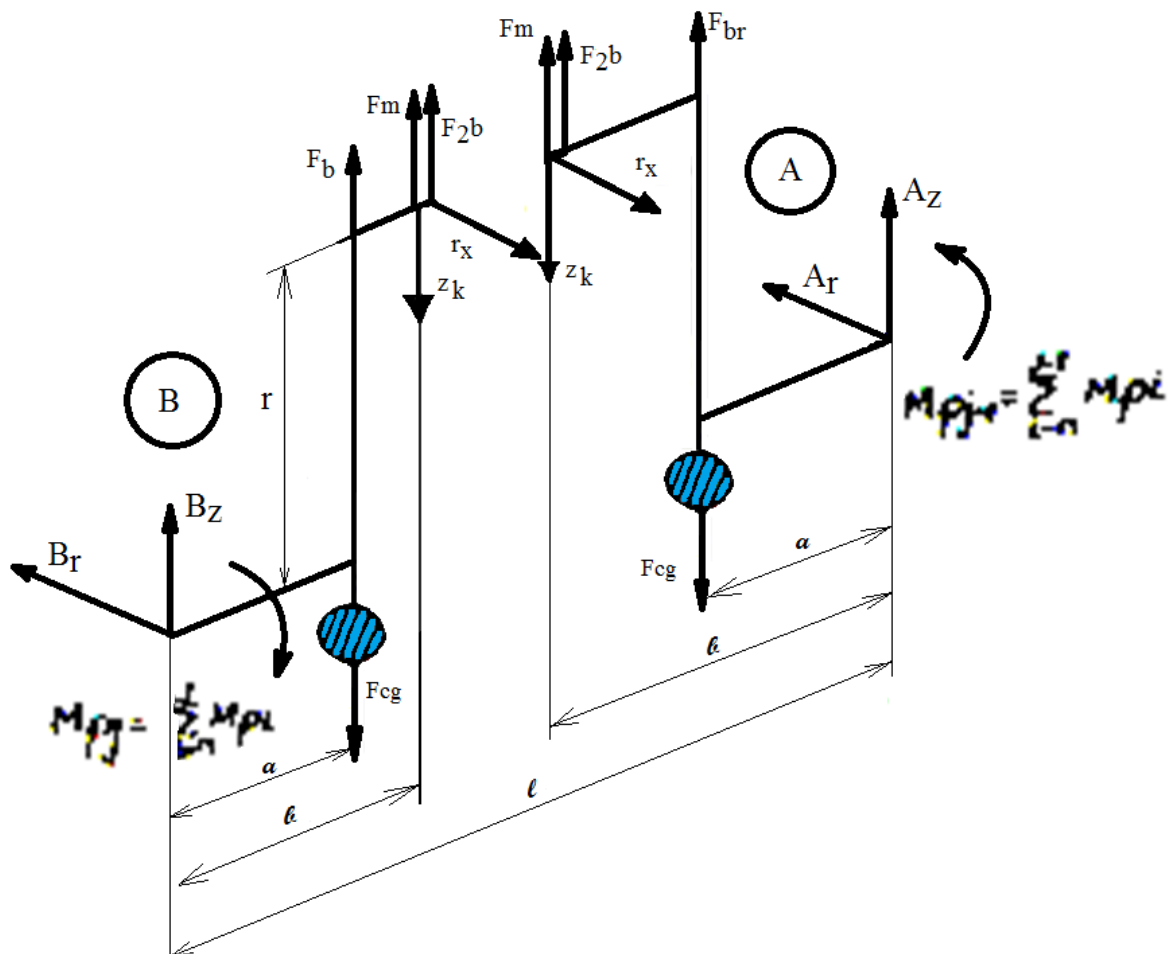


Fig. 5.6. Forțele ce acționează pe arborele cotit

Verificarea la încovoiere

$$b := 32 \quad \text{mm} \quad (5.127)$$

$$a := 37 \quad \text{mm}$$

Reacțiunile din reazemul stâng se pot extrage din reprezentarea cotului arborelui cotit din figura 5.7.

-forța tangențială de inerție dată de masele în mișcare de rotație $F_t = T$:

$$F_{t1\max} := 4061 \quad \text{N} \quad (5.128)$$

$$F_{t2\max} := -346 \quad \text{N} \quad (5.129)$$

$$F_{t1\min} := 170 \quad \text{N} \quad (5.130)$$

$$F_{t2\min} := -2641 \quad \text{N} \quad (5.131)$$

-forța normală de inerție dată de masele în mișcare de rotație $F_m = Z$

$$F_{m1\max} := 2434 \quad \text{N} \quad (5.132)$$

$$F_{m2\max} := 9381 \quad \text{N} \quad (5.133)$$

$$F_{m1\min} := -1522 \quad \text{N} \quad (5.134)$$

$$F_{m2\min} := -2409 \quad \text{N} \quad (5.135)$$

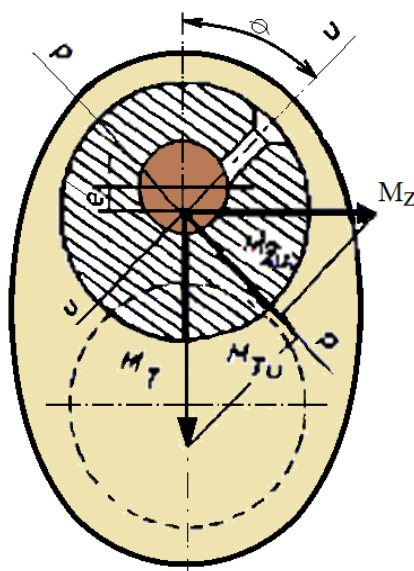


Fig. 5.7. Masele dispuse pe arborele cotit

-masa în mișcare de rotație.

$$m_r := 0.4730 \quad \text{Kg} \quad (5.136)$$

-raza la care este concentrată masa contragreutăților.

$$r_p := 0.02 \quad \text{m} \quad (5.137)$$

-raza manetonului.

$$r := 0.037 \quad \text{m} \quad (5.138)$$

-viteza unghiulară a arborelui cotit:

$$\omega := 523.59 \quad \text{sec}^{-1} \quad (5.139)$$

-masa contragreutăților.

$$m_{cg} := m_r \frac{r}{2 \cdot r_p} \quad m_{cg} = 0.438 \quad \text{Kg} \quad (5.140)$$

-forța centrifugă:

$$F_r := m_{cg} \cdot \omega^2 \quad F_r = 4.799 \cdot 10^3 \quad \text{N} \quad (5.141)$$

-forța de inerție dată de contragreutăți.

$$F_{cg} := m_{cg} \cdot r \cdot \omega^2 \quad F_{cg} = 4.439 \cdot 10^3 \quad \text{N} \quad (5.142)$$

$$F_{cg1} := F_{cg} \quad (5.143)$$

$$F_{cg2} := F_{cg} \quad (5.144)$$

-masa bieiei concentrată în axa capului bieiei.

$$m_{2b} := 0.3118 \quad \text{Kg} \quad (5.145)$$

-forța de inerție dată de masa m_{2b} ($F_{2b1} = F_{2b2} = F_{2b}$)

$$F_{2b} := m_{2b} \cdot r \cdot \omega^2 \quad F_{2b} = 3.163 \cdot 10^3 \quad \text{N} \quad (5.146)$$

$$F_{2b1} := F_{2b} \quad (5.147)$$

$$F_{2b2} := F_{2b} \quad (5.148)$$

-raza la care se concentrează masa brațului.

$$r_p' := 0.022 \quad \text{m} \quad (5.149)$$

-masa bieiei.

$$m_b := 0.43 \quad \text{Kg} \quad (5.150)$$

-masa brațului:

$$m_{br} := m_b \frac{r_p'}{r} \quad m_{br} = 0.256 \quad \text{Kg} \quad (5.151)$$

-forța de inerție a brațului:

$$F_{br} := m_{br} \cdot r \cdot \omega^2 \quad F_{br} = 2.593 \cdot 10^3 \quad \text{Kg} \quad (5.152)$$

-reacțiunea pe axa x:

$$A_{x\max} := \left(F_{t1\max} \frac{b}{l} \right) - \left(1 - \frac{b}{l} \right) \cdot F_{t2\max} \quad A_{x\max} = 1.313 \cdot 10^3 \quad \text{N} \quad (5.153)$$

$$A_{x\min} := \left(F_{t1\min} \frac{b}{l} \right) - \left(1 - \frac{b}{l} \right) \cdot F_{t2\min} \quad A_{x\min} = 1.998 \cdot 10^3 \quad \text{N} \quad (5.154)$$

-reacțiunea pe axa y:

$$\Delta F_{cg} := F_{cg1} - F_{cg2} \quad (5.155)$$

$$\Delta F_{m1} := F_{m1\max} - F_{m2\max} \quad (5.156)$$

$$A_{y\max} := F_{cg2} - F_{br} + F_{m2\max} - F_{2b1} - \left(\frac{F_r}{2} \right) + \left(a \cdot \frac{\Delta F_{cg}}{l} \right) + \left(b \cdot \frac{\Delta F_{m1}}{l} \right) \quad (5.157)$$

$$A_{y\max} = 3.857 \cdot 10^3 \quad \text{N} \quad (5.158)$$

$$\Delta F_{m2} := F_{m1\min} - F_{m2\min} \quad (5.159)$$

$$A_{y\min} := F_{cg2} - F_{br} + F_{m2\min} - F_{2b1} - \left(\frac{F_r}{2} \right) + \left(a \cdot \frac{\Delta F_{cg}}{l} \right) + \left(b \cdot \frac{\Delta F_{m2}}{l} \right) \quad (5.160)$$

$$A_{y\min} = -5.895 \cdot 10^3 \quad \text{N} \quad (5.161)$$

-Momentele de încovoiere în punctele de amplasare a forțelor F_{m1} și F_{m2}

$$\Delta F_1 := F_{br} - F_{cg} \quad (5.162)$$

$$\Delta F_{2\max} := F_{2b2} - F_{m2\max} \quad (5.163)$$

$$M_{y2\max} := A_{y\max} \cdot b + \Delta F_1 \cdot (b - a) \quad M_{y2\max} = 1.327 \cdot 10^5 \quad \text{Nmm} \quad (5.164)$$

$$M_{y1\max} := A_{y\max} \cdot (l - b) + \Delta F_1 \cdot (l - a - b) + \Delta F_{2\max} \cdot (l - 2 \cdot b) \quad M_{y1\max} = -1.155 \cdot 10^5 \quad \text{Nmm} \quad (5.165)$$

$$M_{x1\max} := A_{x\max} \cdot (l - b) \quad M_{x1\max} = 1.194 \cdot 10^5 \quad \text{Nmm} \quad (5.166)$$

$$M_{x2\max} := A_{x\max} \cdot b \quad M_{x2\max} = 4.2 \cdot 10^4 \quad \text{Nmm} \quad (5.167)$$

$$M_{i1\max} := \left(M_{x1\max}^2 + M_{y1\max}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad M_{i1\max} = 1.662 \cdot 10^5 \quad \text{Nmm} \quad (5.168)$$

$$M_{i2\max} := \left(M_{x2\max}^2 + M_{y2\max}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad M_{i2\max} = 1.391 \cdot 10^5 \quad \text{Nmm} \quad (5.165)$$

$$\Delta F_{2\min} := F_{2b2} - F_{m2\min} \quad (5.166)$$

$$M_{y2\min} := A_{y\min} \cdot b + \Delta F_1 \cdot (b - a) \quad M_{y2\min} = -1.794 \cdot 10^5 \quad \text{Nmm} \quad (5.167)$$

$$M_{y1\min} := A_{y\min} \cdot (l - b) + \Delta F_1 \cdot (l - a - b) + \Delta F_{2\min} \cdot (l - 2 \cdot b) \quad (5.168)$$

$$M_{y1\min} = -3.074 \cdot 10^5 \quad \text{Nmm} \quad (5.169)$$

$$M_{x1\min} := A_{x\min} \cdot (l - b) \quad M_{x1\min} = 1.818 \cdot 10^5 \quad \text{Nmm} \quad (5.170)$$

$$M_{x2\min} := A_{x\min} \cdot b \quad M_{x2\min} = 6.394 \cdot 10^4 \quad \text{Nmm} \quad (5.171)$$

$$M_{i1\min} := \left[\left(M_{x1\min} \right)^2 + \left(M_{y1\min} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad M_{i1\min} = 3.571 \cdot 10^5 \quad \text{Nmm} \quad (5.172)$$

$$M_{i2\min} := \left(M_{x2\min}^2 + M_{y2\min}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad M_{i2\min} = 1.905 \cdot 10^5 \quad \text{Nmm} \quad (5.173)$$

-Eforturile unitare la încovoiere:

$$W_m := \left(\frac{\pi}{64}\right) \cdot d_m^4 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{mi}}{d_m}\right)^4\right] \quad W_m = 3.668 \cdot 10^5 \quad \text{mm}^3 \quad (5.174)$$

$$\sigma_{1\max} := \frac{M_{i1\max}}{W_m} \quad \sigma_{1\max} = 0.453 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.175)$$

$$\sigma_{2\max} := \frac{M_{i2\max}}{W_m} \quad \sigma_{2\max} = 0.379 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.176)$$

$$\sigma_{1\min} := \frac{M_{i1\min}}{W_m} \quad \sigma_{1\min} = 0.973 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.177)$$

$$\sigma_{2\min} := \frac{M_{i2\min}}{W_m} \quad \sigma_{2\min} = 0.519 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.178)$$

-Coeficientul de siguranță la torsiune se calculează cu relația:

$$\sigma_{1a} := \frac{\sigma_{1\max} + \sigma_{1\min}}{2} \quad \sigma_{1a} = 0.713 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.179)$$

$$\sigma_{1m} := \frac{\sigma_{1\max} - \sigma_{1\min}}{2} \quad \sigma_{1m} = -0.26 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.180)$$

$$\sigma_{-1} := 300 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.181)$$

$$\beta_{\sigma m} := 1.9 \quad \varepsilon_{\sigma m} := 0.7 \quad \gamma_{\sigma m} := 0.7 \quad \psi_{\sigma m} := 0.1 \quad (5.182)$$

$$C_{nt\sigma} := \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{\beta_{\sigma m}}{\gamma_{\sigma m} \cdot \varepsilon_{\sigma m}}\right) \cdot \sigma_{1a} + \psi_{\sigma m} \cdot \sigma_{1m}} \quad C_{nt\sigma} = 109.504 \quad (5.183)$$

Verificarea la torsiune

-Momentele de torsiune:

$$M_{r1} := F_{t1\max r} \quad (5.184)$$

$$M_{r1} = 150.257 \quad \text{N}\cdot\text{m} \quad (5.185)$$

$$M_{r2} := F_{t2\max r} \quad (5.186)$$

$$M_{r2} = -12.802 \quad \text{N}\cdot\text{m} \quad (5.187)$$

-Eforturile de torsiune:

$$W_{pm} := \left(\frac{\pi}{16}\right) \cdot d_m^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_{mi}}{d_m}\right)^4\right] \quad W_{pm} = 2.62 \cdot 10^4 \quad \text{mm}^3 \quad (5.188)$$

$$\tau_{1\max} := \frac{M_{r1} \cdot 10^3}{W_{pm}} \quad \tau_{1\max} = 5.734 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.189)$$

$$\tau_{2\max} := \frac{M_{r2} \cdot 10^3}{W_{pm}} \quad \tau_{2\max} = -0.489 \quad (5.190)$$

$$\tau_{1\min} := -5.7 \quad (5.191)$$

$$\tau_{2\min} := -0.48 \quad (5.192)$$

$$\tau_{1ma} := \frac{(\tau_{1\max} - \tau_{1\min})}{2} \quad \tau_{1ma} = 5.717 \quad (5.193)$$

$$\tau_{1mm} := \frac{(\tau_{1\max} + \tau_{1\min})}{2} \quad \tau_{1mm} = 0.017 \quad (5.194)$$

$$\tau_{-1} := 300 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.195)$$

$$\beta_{\tau m} := 1.8 \quad \varepsilon_{\tau m} := 0.7 \quad \psi_{\tau m} := 0.1 \quad \gamma_{\tau m} := 1.2 \quad (5.196)$$

-Coeficientul de siguranță:

$$C_{nr} := \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{\beta\tau}{\gamma\tau \cdot \varepsilon\tau}\right) \cdot \tau_{1ma} + \psi\tau \cdot \tau_{1mm}} \quad C_{nr} = 24.484 \quad (5.197)$$

Calculul fusului palier

Fusul palier este solicitat la torsiune și încovoiere după un ciclu asimetric. Deoarece lungimea fusului este redusă, momentele încovoietoare au valori mici și în aceste condiții se renunță la verificarea la încovoiere. Fusurile paliere situate înspre partea anterioară a arborelui cotit sunt solicitate la momente de răsucire mai mici decât acelea ce acționează în fusurile situate înspre partea posterioară a arborelui și mai ales asupra fusului final, deoarece în acesta se însumează momentele medii produse de fiecare cilindru. Calculul trebuie dezvoltat pentru fiecare cilindru în parte, ceea ce implică însumarea momentelor de torsiune ținându-se cont de ordinea de aprindere.

$$M_{pmin} := 82.18 \quad N \cdot m \quad (5.198)$$

$$M_{pmax} := 388 \quad N \cdot m \quad (5.199)$$

$$W_p := \left(\frac{\pi}{16}\right) \cdot dp^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{dpi}{dp}\right)^4\right] \quad W_p = 4.899 \cdot 10^4 \quad mm^3 \quad (5.200)$$

$$\tau_{pmin} := \frac{M_{pmin} \cdot 10^3}{W_p} \quad \tau_{pmin} = 1.678 \quad (5.201)$$

$$\tau_{pmax} := \frac{M_{pmax} \cdot 10^3}{W_p} \quad \tau_{pmax} = 7.921 \quad (5.202)$$

-Coeficientul de siguranță la torsiune se calculează cu relația:

$$\tau_{pa} := \frac{\tau_{pmax} - \tau_{pmin}}{2} \quad \tau_{pa} = 3.121 \quad N/mm^2 \quad (5.203)$$

$$\tau_{pm} := \frac{\tau_{pmax} + \tau_{pmin}}{2} \quad \tau_{pm} = 4.799 \quad N/mm^2 \quad (5.204)$$

$$\tau_{-1} := 300 \quad N/mm^2 \quad (5.205)$$

$$\beta\tau := 1.8 \quad \varepsilon\tau := 0.7 \quad \gamma\tau := 1.2 \quad \psi\tau := 0.1 \quad (5.206)$$

-Coeficientul de siguranță pentru solicitarea la torsiune este dat de relația:

$$C_p := \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{\beta\tau}{\gamma\tau \cdot \varepsilon\tau}\right) \cdot \tau_{pa} + \psi\tau \cdot \tau_{pm}} \quad C_p = 41.848 \quad (5.207)$$

Calculul brațului arborelui cotit

Brațul arborelui cotit este solicitat la sarcini variabile de întindere, compresiune, încovoiere și torsiune. Coeficienții de siguranță pentru aceste solicitări se determină în mijlocul laturii mari a secțiunii tangente fusului palier unde apar cele mai mari eforturi unitare.

În planul cotului ia naștere o solicitare compusă de încovoiere.

Tensiunea totală are expresia:

-tensiunea totală în planul cotului:

$$\sigma_{\max} := A_{\max} \cdot \left(\frac{6 \cdot a}{b \cdot h^3} + \frac{1}{b \cdot h} \right) \quad \sigma_{\max} = 14.628 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.208)$$

$$\sigma_{\min} := A_{\min} \cdot \left(\frac{6 \cdot a}{b \cdot h^3} + \frac{1}{b \cdot h} \right) \quad \sigma_{\min} = -22.357 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.209)$$

$$\sigma_m := \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (5.210)$$

$$\sigma_a := \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (5.211)$$

$$\gamma_{\sigma} := 1 \quad \psi_{\sigma} := 0.15 \quad x := 2.5 \quad (5.212)$$

$$\sigma_{-1} := 500 \quad (5.213)$$

-coeficientul de siguranță:

$$C_{\sigma} := \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{x}{\gamma_{\sigma}} \right) \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad C_{\sigma} = 10.953 \quad (5.214)$$

-Brațul arborelui cotit este supus și la solicitarea de torsiune:

$$K := 0.27 \quad (5.215)$$

$$T_{\max} := 649 \text{€} \quad \text{N} \quad (5.216)$$

$$T_{\min} := -2471 \quad \text{N} \quad (5.217)$$

-eforturile unitare de torsiune:

$$\tau_{\max} := \frac{0.5a \cdot T_{\max}}{K \cdot b \cdot h^2} \quad \tau_{\max} = 56.573 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.218)$$

$$\tau_{\min} := \frac{0.5a \cdot T_{\min}}{K \cdot b \cdot h^2} \quad \tau_{\min} = -21.52 \quad \text{N/mm}^2 \quad (5.219)$$

$$\tau_m := \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad (5.220)$$

$$\tau_a := \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad (5.221)$$

-coeficientul de siguranță:

$$x := 2 \quad \psi_t := 0.1 \quad \gamma_t := 1.1 \quad (5.222)$$

$$C_t := \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{x}{\gamma_t} \right) \cdot \tau_a + \psi_t \cdot \tau_m} \quad C_t = 4.124 \quad (5.223)$$

-coeficientul global de siguranță:

$$C_{br} := \frac{C_{\sigma} \cdot C_t}{\sqrt{C_{\sigma}^2 + C_t^2}} \quad C_{br} = 3.859 \quad (5.224)$$

5.7. Concluzii 5

În acesta capitol al cursului se realizează o analiză detaliată prin calcule matematice a elementelor fixe și a celor mobile ale mecanismului motor. Etapa de calcul se inițiază printr-o analiză a elementelor de susținere, după care se realizează calculul cămășii cilindrului

motorului proiectat, apoi se realizează calculul pistonului. Se structurează un calcul al bolțului de piston și un calcul pentru segmenti. De asemenea se întreprinde și un calcul al arborelui cotit. Luând în considerare faptul că blocul cilindrilor preia eforturile de explozie și forțele de inerție ale mecanismului se impune condiția de rigidității maxime. Realizarea prin turnare a blocului motor, permite realizarea acestuia sub forma unui corp cu zăbrele constituite din nervurile piesei turnate. Distribuția eforturilor se realizează prin numărul prezoanelor de fixare. Construcția arborelui cotit determină sau influențează distanța dintre axele cilindrilor fapt care conduce la stabilirea nivelului de compactitate al motorului.

Pentru construcția elementelor fixe ale motorului se folosesc de obicei aliaje pe bază de aluminiu cu siliciu, cupru, magneziu s.a.

6. MODELAREA EFICIENȚEI TERMICE A MOTORULUI STUDIAT

Calculul de modelare a randamentului termic v-a cuprinde principalele etape [6, 8] ale metodei ciclurilor teoretice și are ca scop obținerea dimensiunilor fundamentale ale motorului precum și studiul diagramei indicate. Nu se vor analiza procesele termice și gazodinamice ale fluidului motor, ci doar evoluția acestuia după metodele vehiculate în literatura de specialitate.

Mărimile fundamentale ale motorului studiat din punctul de vedere al eficienței energetice și termice, care permit fundamentarea acestui proces de calcul constau în puterea efectivă și turația arborelui cotit al motorului, respectiv numărul de cilindri.

$$P_e := 84 \quad \text{kW}$$

-turația motorului:

$$n := 6000 \quad \text{rot/min}$$

- numărul de cilindri:

$$i := 4$$

6.1. Definierea parametrilor initiali

- temperatura initială:

$$T_0 := 293 \quad \text{K}$$

- presiunea initială:

$$p_0 := 1.02 \cdot 10^5 \quad \text{Pa}$$

- presiunea gazelor de spălare (la ieșire din compres)

$$p_k := 1.25 \cdot p_0$$

$$p_k = 1.275 \times 10^5 \quad \text{Pa}$$

- exponentul politropic de compresie pentru copresoare Roots

$$\alpha := 1.7$$

-temperatura gazelor de spălare:

$$T_k := T_0 \cdot \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{(\alpha-1)}{\alpha}} \quad T_k = 321.197 \quad \text{K}$$

- temperatura gazelor reziduale:

$$T_r := 900 \quad \text{K}$$

- presiunea gazelor reziduale:

$$p_r := 1.2 \cdot 10^5 \quad \text{N/m}^2$$

- coeficientul de exces de aer:

$$\lambda := 0.95$$

- raportul de comprimare real:

$$\varepsilon := 8$$

6.2. Procesul de schimbare a gazelor

În etapa de calcul privitoare la procesul de schimbare a gazelor în cilindru se inițiază calculul plecând de la valoarea presiunii din cilindru la terminarea fazei de admisie, de la coeficeintul gazelor reziduale

și de la carecterul influenței pe care îl au asupra încărcăturii proaspete.

- presiunea la sfârșitul admisiei:

$$p_a := 0.9 \cdot 10^5 \quad \text{Pa}$$

- preîncălzirea amestecului:

$$\Delta T := 20 \quad \text{K}$$

- coeficientul de postumplere:

$$v_p := 1.16$$

- coeficientul gazelor reziduale

$$\gamma_r := \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon \cdot p_r \cdot v_D - p_r} \quad \gamma_r = 0.04$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile pentru motor în 2 timpi în echicurent c
lumini conform tabelului 2.6 pg.69 din lucrarea [6]. $gr=(0.03-0.07)$

- Temperatura la sfârșitul admisiei va fi:

$$T_a := \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 365.662 \quad \text{K}$$

- Coeficientul de umplere rezultă:

$$\eta_v := \frac{p_a \cdot T_k}{p_k \cdot T_a} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{v_p}{1 + \gamma_r} \quad \eta_v = 0.786$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile pentru un motor în 2 timpi în echicurent
cu lumini conform lucrării [2]. $h_v=(0.75-0.9)$

- Randamentul spălării:

$$\eta_{sp} := \frac{1}{1 + \gamma_r} \quad \eta_{sp} = 0.956$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile pentru un motor în 2 timpi în echicurent c
lumini conform tabelului 2.6 pg.69 din lucrarea [6] $h_{sp}=(0.91-0.96)$

Coeficientul de purificare:

$$\eta_r := 1 - \eta_{sp} \quad \eta_r = 0.044$$

6.3. Parametrii procesului de comprimare

Se adoptă pentru coeficientul politropic de comprimare valoarea:

$$n_1 := 1.33$$

Presiunea la sfârșitul comprimării rezultă:

$$p_c := p_a \cdot \varepsilon^{n_1} \quad p_c = 1.43 \times 10^6 \quad \text{N/m}^2$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile. $p_c = (10^{-2}) \cdot 1$

Temperatura la sfârșitul comprimării va fi:

$$T_c := T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1} \quad T_c = 726.273 \quad \text{K}$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile. $T_c = (600 - 7) \text{K}$

6.4. Parametrii procesului de ardere

Procesul de ardere este cel mai complex și dificil de analizat din toate punctele de vedere. În funcție de calitatea procesului de ardere a încărcăturii proaspete rezultă în final gradul de creștere a temperaturii gazelor și nivelul de dilatare al acestora. Pentru analiză se adoptă următoarea compoziție a benzinei folosite în alimentarea motorului studiat:

$$c := 0.854 \quad h := 0.142 \quad o := 0.001 \quad Q_i := 43500 \quad \text{kJ/kg}$$

Se mai adoptă conform tabelului 4 din lucrarea [6]:

-coeficientul de utilizare al căldurii $\xi := 0.85$

-masa molară a combustibilului: $M_c := \frac{1}{114}$

- Aerul minim pentru arderea unui kg de combustibil se calculează cu relația:

$$L_{\min} := \frac{1}{0.21} \cdot \left(\frac{c}{12} + \frac{h}{4} - \frac{o}{32} \right) \quad L_{\min} = 0.508 \quad \frac{\text{kmol, aer}}{\text{kg, comb}}$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile. $L_{\min} = 0.508$

- Cantitatea reală de aer necesară arderii combustibilului este:

$$L := \lambda \cdot L_{\min} \quad L = 0.482 \quad \frac{\text{kmol, aer}}{\text{kg, comb}}$$

- Cantitatea de incarcatura proaspata raportata la 1 kg de combustibil este:

$$M_1 := \lambda \cdot L_{\min} + M_c \quad M_1 = 0.491 \quad \text{kmol/kg comb}$$

- Coeficientul teoretic de variatie molară a încărcăturii proaspete este:

$$\mu_0 := \frac{L \cdot 0.79 + \frac{h}{4} + \frac{c}{12}}{L + M_c} \quad \mu_0 = 0.993$$

- Coeficientul real de variatie molară a încărcăturii proaspete rezultă:

$$\mu_f := \frac{\mu_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \mu_f = 0.993$$

- Căldura specifică molară medie a amestecului initial este:

$$C'_{mv} := 20 + 17.4 \cdot 10^{-3} \cdot T_c \quad C'_{mv} = 32.637 \quad \text{kJ/kmol} \cdot \text{K}$$

- Temperatura la sfârșitul arderii rezultă din următoarea ecuație:

$$\Delta Q_{ai} := 6100(1 - \lambda) \quad \Delta Q_{ai} = 3.05 \times 10^3$$

$$Q_{ai} := Q_i - \Delta Q_{ai} \quad Q_{ai} = 4.045 \times 10^4$$

$$a := (15.5 + 13.8\lambda) \cdot 10^{-4}$$

$$b := 18.4 + 2.6\lambda$$

$$T_Z := \frac{\left[-b \cdot \mu_f + \sqrt{b^2 \cdot \mu_f^2 + 4 \cdot a \cdot \mu_f} \right] \left[C'_{mv} \cdot T_c + \frac{\xi \cdot Q_{ai}}{(\lambda \cdot L_{\min} + M_c) \cdot (1 + \gamma_r)} \right]}{2 \cdot a \cdot \mu_f}$$

$$T_Z = 3.075 \times 10^3 \quad \text{K}$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile conform tabelului 8 din lucrarea [6].
 $T_z = (2400-3000) \text{ K}$

- Presiunea la sfârșitul arderii va fi calculată cu relația:

$$p_z := p_c \cdot \mu_f \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad p_z = 6.015 \times 10^6 \quad \text{Pa}$$

- ținând cont de rotunjirea diagramei presiunea va fi:

$$\phi_z := 0.8 \quad \text{coeficient de corecție a presiunii}$$

$$p'_z := \phi_z \cdot p_z \quad p'_z = 4.812 \times 10^6 \quad \text{Pa}$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile. $p_z = (35-50) \cdot 10^6$

- Gradul de creștere a presiunii

$$\Pi := \frac{p_z}{p_c} \quad \Pi = 1$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile (2.85-4.5) pentru m.a.s.-uri

6.5. Calculul destinderii

Pornind de la o valoare predefinită a indicelui sau coeficientului politropic se determină valorile specifice ale presiunilor și temperaturilor la sfârșitul destinderii. Se adoptă coeficientul politropic al destinderii din documentația de specialitate (n_2).

$$n_2 := 1.26$$

- Presiunea la sfârșitul destinderii va fi:

$$p_b := \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}} \quad p_b = 4.379 \times 10^5 \quad \text{Pa}$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile. $p_b = (3-5) \cdot 10^6$

- Temperatura la sfârșitul destinderii va fi:

$$T_b := \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad T_b = 1.791 \times 10^3 \quad \text{K}$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile. $T_b = (1200-1700) \text{ K}$

Parametrii principali ai motorului

Se adopta valori pentru coeficientul diagramei indicate, respectiv pentru randamentul mecanic al motorului după cum se arată în etapele de calcul alăturate:

- coeficientul de rotunjire al diagramei va fi:

$$\mu_r := 0.98$$

- randamentul mecanic:

$$\eta_m := 0.8$$

- Presiunea medie a ciclului teoretic se obține cu relația:

$$p'_i := \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\pi}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2-1}} \right) - \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \cdot \frac{1}{n_1 - 1} \right] \quad \text{Pa}$$

$$p'_i = 7.235 \times 10^5 \quad \text{Pa}$$

- Presiunea medie indicată va fi:

$$p_i := \mu_r \cdot p'_i \quad p_i = 7.091 \times 10^5 \quad \text{Pa}$$

- Randamentul indicat al motorului este:

$$R_m := 8.314$$

$$\eta_i := R_m \cdot \frac{p_i \cdot M_1 \cdot T_0}{p_0 \cdot \eta_v \cdot Q_i} \quad \eta_i := 0.35$$

- Presiunea medie efectivă rezultă:

$$p_e := \eta_m \cdot p_i \quad p_e = 5.673 \times 10^5 \quad \text{Pa}$$

- Randamentul efectiv al motorului:

$$\eta_e := \eta_m \cdot \eta_i \quad \eta_e = 0.28$$

- Consumul efectiv specific de combustibil se calculează cu re

$$c_e := \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_i} \quad c_e = 0.296 \quad \frac{\text{kg}}{\text{kW} \cdot \text{h}}$$

6.6. Determinarea dimensiunilor fundamentale ale motorului

$$\text{—raportul } \frac{\text{cursa}}{\text{alezaj}} \quad \Phi := 0.9$$

- Capacitatea cilindrică utilă necesară va fi:

$$V_{hu} := \frac{P_e \cdot 6 \cdot 10^7}{p_e \cdot n \cdot i} \quad V_{hu} = 0.37 \quad \text{l}$$

Se determină alezajul și cursa:

- înălțimea ferestrei de evacuare raportată la cursa

$$\tau_s := 0.25$$

$$\sigma_s := 1 - \tau_s$$

$$D := \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{hu}}{\pi \cdot \Phi \cdot \sigma_s}} \cdot 100 \quad D = 88.719 \quad \text{mm}$$

$$S := \Phi \cdot D \quad S = 79.847 \quad \text{mm}$$

Calculul luminilor de evacuare și baleiaj

Înălțimea luminilor raportată la cursa pistonului este determinată în fiecare caz particular astfel:

$$\text{- înălțimea luminilor de evacuare} \quad h_e = (0,2 - 1,26) \cdot S \quad [\text{mm}]$$

$$h_e = 18 \text{ mm}$$

- înălțimea luminilor de baleiaj $h_a = (0,15-1,16) \cdot S$ [mm]

$$h_a = 15 \text{ mm}$$

Înălțimea cilindrului l_c considerată de la muchia superioară a luminilor de baleiaj până la muchia superioară a pistonului când $l_c = (0,28-0,35) \cdot S$ [mm]
 $l_c = 20 \text{ mm}$

acesta se în p.m.i., variază între limitele:

Lățimea totală a luminilor raportate la lungimea circumferinței cilindrului are valorile:

- pentru evacuare: $l_e = (0,16-0,24) \cdot \pi \cdot D$ [mm]

$$l_e = 40 \text{ mm}$$

- pentru baleiaj: $l_a = (0,18-0,24) \cdot \pi \cdot D$ [mm]

$$l_a = 45 \text{ mm}$$

- Viteza medie a pistonului este:

$$W_m := \frac{S \cdot n}{30} \cdot 10^{-3} \quad W_m = 15.969 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Această valoare se compară cu valorile admisibile. $W_m = (10$

Se adoptă $D := 80$ $S := 72$

- Cilindrea utilă a unui cilindru:

$$V_u := \pi \frac{D^2 \cdot S \cdot \sigma_s \cdot 10^{-6}}{4} \quad V_u = 0.271 \text{ l}$$

Capacitatea cilindrica reala este:

$$V_h := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6} \quad V_h = 0.362 \text{ l}$$

- Cilindrea totală a motorului rezultă:

$$V_t := i \cdot V_h \quad V_t = 1.448 \text{ l}$$

- Puterea litrică a motorului va fi:

$$P_1 := \frac{P_e}{V_t} \quad P_1 = 58.025 \quad \frac{\text{kW}}{\text{l}}$$

6.7. Concluzii 6

În cadrul acestui capitol s-a realizat definirea parametrilor inițiali de fundamentare a procesului de modelare a eficienței termice a motorului studiat. S-a realizat de asemenea o analiză a parametrilor procesului de schimbare a gazelor, a comprimării, a arderii și a destinderii.

7. ASPECTE PRIVITOARE LA SIMULAREA M.A.I. ÎN DOI TIMPI

7.1. Aplicațiile specifice

Simularea face parte din proiectare. Acesta este o secvență în realizarea unui bun material. Trebuie făcută o analiză a modului cum s-a ajuns în condiția de a rezerva o atenție tot mai însemnată activității de simulare, lucru care de altfel nu e deloc lipsit de interes.

În prima parte a secolului trecut industria auto s-a dezvoltat semnificativ, ca urmare a interesului populației pentru acest segment și datorită apariției unor modele convenabile ca preț publicului larg, ajunse rapid versiuni „cunoscute” (Ford T, Volkswagen „Beetle” etc.). Drept consecință a măririi cererii de pe piață începe să crească și să se diversifice și ofertele constructorilor. În tot acest timp apare și spațiul concurențial la acest palier, ceea ce conduce la un interes crescut din partea producătorilor față de cerințele și pretențiile pieței. Dezvoltarea modelelor de motoare, și automobile în general, precum și creșterea calității acestora conduce, pe de o parte, la o tendință de creștere a prețului produselor respective, iar pe de altă parte, la interesul producătorilor de a găsi soluții noi pentru diminuarea costului de realizare a produsului, astfel încât raportul calitate/preț să-i fie favorabil în continuare și beneficiarului.

Prin simulare este posibilă identificarea erorilor de proiectare ca apoi acestea să fie eliminate din cadrul proiectului. Totodată este posibil să fie reproiectate piese deja existente și să fie testate în conformitate cu noile cerințe. Limitele de simulare sunt destul de largi, ceea ce permite obținerea de rezultate complexe. Se poate verifica comportarea pieselor la diferite regimuri de funcționare, lucru care pe cale practică s-ar fi realizat foarte greu. Prin simulare se pot stabili mai apoi parametrii optimi de funcționare ai acelei piese. Se pot modifica diferiți parametri care să conducă la rezultate care să îmbunătățească un proiect, să-l optimizeze.

Prin utilizarea programelor de simulare se reduce considerabil timpul în care un proiect ajunge de la stadiul de reproducere în spațiul virtual la acela de producere efectivă a acestuia sau chiar de implementare în producție de serie. Se pot astfel adopta noi soluții, pentru sisteme deja existente.

Prin simulare se poate prevedea și comportarea în timp, la solicitări variabile care sunt destul de greu de reprodus în mod real. Un alt mare avantaj este acela că testarea poate fi reprodusă de câte ori este nevoie, condițiile de simulare fiind aceleași de fiecare dată.

Criteriile de evaluare a softurilor sau a mediilor de simulare a automobilelor, a sistemelor și subsistemelor acestora sunt următoarele:

- acuratețea de lucru și fidelitatea față de realitate,

- performanțele grafice,
- rapiditatea operațiilor efectuate sau a procesării,
- numărul de sisteme și subsisteme ce pot fi simulate cu un singur mediu de simulare,
- numărul de contexte sau condiții prestabilite în care se poate face simularea unui sistem sau a unui automobil,
- numărul de setări sau numărul de configurații pe care le poate face utilizatorul legat de sistemul sau subsistemul simulat,
- numărul de opțiuni pe care le oferă programul, modurile de reprezentare și afișare a rezultatelor simulării (cu cât mai intuitiv cu atât mai bine),
- posibilitățile de comunicare și de transfer a datelor înspre și dinspre alte aplicații pe computer,
- de asemenea softurile de simulare diferă între ele și prin spațiul ocupat de fișierele salvate pe mediile de stocare.

Astfel, se va încerca clasificarea mediilor de simulare în funcție de obiectul simulării, după cum urmează:

- aplicații de simulare pentru motoare:
 - Ricardo:
 - Wave
 - Vectis
 - Valdyn
 - Engdyn
 - Pisdyn
 - Ringpak
 - Fearce
 - Sabr
 - Gamma Technologies:
 - GT-SUITE
 - AVL:
 - Boost
 - Fire

După sensul influențelor care iau naștere în cadrul relației sau interacțiunilor dintre autovehicul și mediu:

- simulări care urmăresc influențele mediului asupra (auto)vehiculului (dintre care putem aminti influențele asupra calităților dinamice ale autovehiculului),
- simulări care urmăresc influențele autovehiculului asupra mediului (dintre care putem menționa programele de urmărire a poluării autovehiculelor).

Prin modelarea proceselor care stau la baza funcționării motoarelor cu ardere internă pot fi stabilite performanțele de putere și economicitate la diferite regimuri de funcționare. În acest sens trebuie urmat un anumit protocol de modelare și simulare

Pentru determinarea performanțelor de putere și economicitate ale motorului s-a conceput un model fizico-matematic de simulare a proceselor din cilindrul M.A.C. alimentat cu motorină și combustibili neconvenționali.

7.2. Construcția modelului MAI în cadrul aplicației de simulare

Aplicația folosită pentru simularea motorului în doi timpi este *Diesel*, a cărei interfață inițială este prezentată în figura 7.1. Aplicația software utilizată pentru probleme termodinamice este utilă în calculul și optimizarea motoarelor cu ardere internă supraalimentate sau clasice, atât în doi timpi cât și în patru timpi. Diesel-RK diferă de alte aplicații pe care le-a influențat **RK-model de formare a amestecului și de ardere** la un motor cu aprindere prin comprimare și față de instrumentele de **optimizare multiparametrică**. Dezvoltarea unui nucleu al programului Diesel a început în 1981 - 1982. De atunci acest program a fost dezvoltat ca un instrument de optimizare pentru activități de cercetare și a fost acordată o atenție deosebită preciziei și vitezei de procesare a modelelor matematice și algoritmilor folosiți, dintre care multe sunt cele de bază. Creatorii programului au lucrat în mod constant în contact cu inginerii din industrie și au realizat cercetări pentru producătorii de motoare. În tot acest timp, precizia programului a fost îmbunătățită cu privire la multe tipuri de motoare. Multe funcții și metode de calcul au fost puse în aplicare în cadrul programului, la cererea companiilor.



Fig. 7.1. Interfața generică de start a aplicației de simulare.

Programul este destinat cercetătorilor și dezvoltatorilor motoarelor cu ardere internă, acordând o atenție sporită menținerii specificului ingineresc. Datele de intrare și ieșire sunt organizate așa cum este specific în industrie.

Instrumentele implementate de optimizare multiparametrică oferă posibilitatea de a crește eficiența cercetărilor numerice direcționate spre creșterea nivelului tehnologic al motoarelor.

În timpul întregii perioade de dezvoltare în acest program au fost cele mai perfecte modele matematice de ardere ale unui motor cu aprindere prin comprimare. În versiunea curentă a programului RK-model se iau în considerare caracteristici ale procesului de injecție și ale dispersării jetului, dinamica dezvoltării jeturilor de combustibil, interacțiunea jetului cu turbulențele de aer și cu pereții și, de asemenea, este realizată orientarea jeturilor în camera de ardere. Mai mult, sunt luate în considerare condițiile de dezvoltare a fiecărui jet de combustibil și a formării fluxurilor la suprafața pereților sub acțiunea jeturilor și, de asemenea, interacțiunea lor reciprocă.

În continuare se prezintă protocolul detaliat al dezvoltării unui nou proiect de simulare a procesului de injecție și ardere într-un motor cu aprindere prin comprimare. Wizard-ul are drept scop crearea rapidă a unor fișiere cu date în temeiul experienței în analiza diferitelor tipuri de motoare și a informațiilor generale despre proiectarea motoarelor (Fig. 7.2).

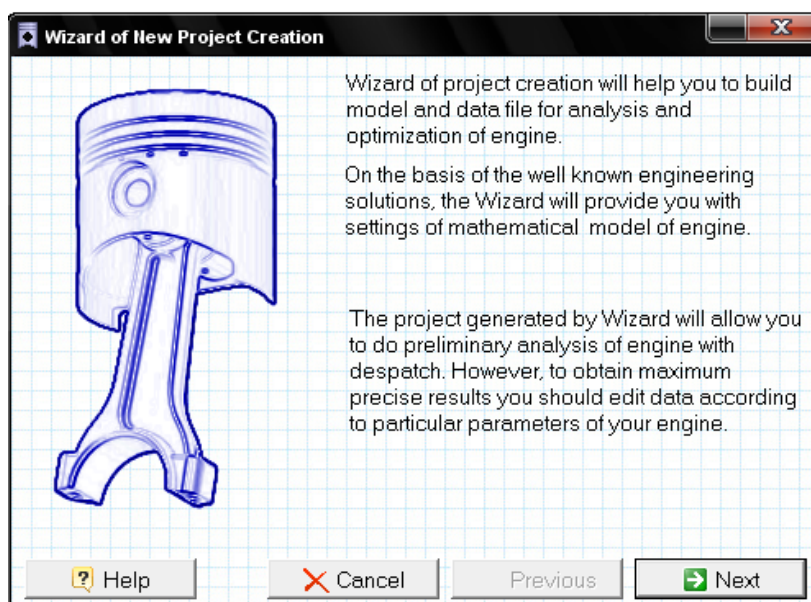


Fig. 7.2. Interfața primară a funcției de generare a modelului de motor.

Pentru reducerea timpului de lucru în configurarea datelor este dezvoltat în cadrul programului un instrument special: **Wizard of New Project Creation**. În baza celor mai comune date cu privire la obiectul cercetat acesta va genera fișiere cu date de intrare, folosind cele mai cunoscute decizii tehnic acceptate în zona ingineriei propulsoarelor. Astfel, în

esență, devine mai simplu, nu numai procesul de introducere a datelor, ci și intrarea în cea mai dificilă etapă a cercetării: identificarea modelului matematic. Acesta din urmă este deosebit de important pentru cei care nu au suficientă experiență și nici date experimentale suficiente în utilizarea programului pentru obiectul de cercetare și, de asemenea, pentru cercetătorii, care realizează rapid o estimare a proiectării unui MAI.

În figura 7.3 se prezintă interfața prin care se etichetează motorul studiat, se alege tipul ciclului funcțional al motorului studiat (în doi timpi sau în patru timpi), precum și combustibilul corespunzător și metoda de aprindere a acestuia.

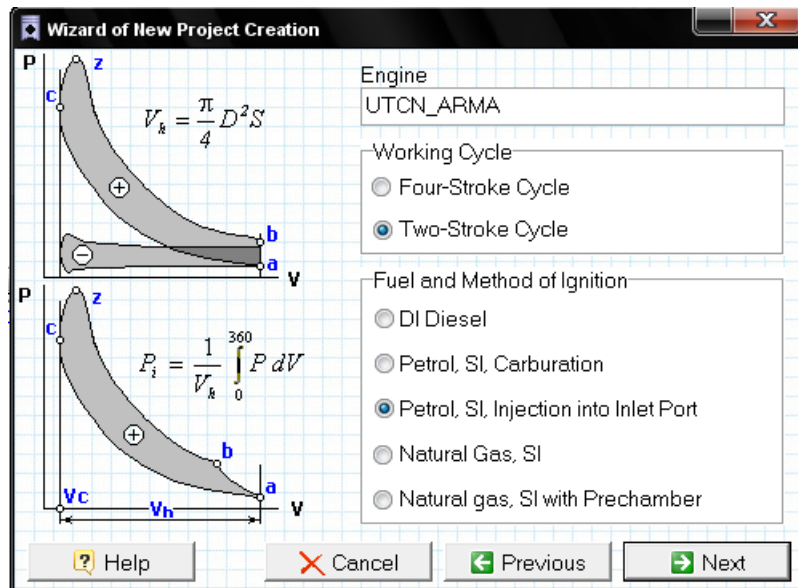


Fig. 7.3. Meniul specific pentru generarea unui proiect în care se alege ciclul funcțional și combustibilul

În continuare se trece la alegerea numărului de cilindri ai motorului ce se dorește a fi proiectat, a modului de dispunere a acestora și a tipului sistemului de răcire (Fig. 7.4).

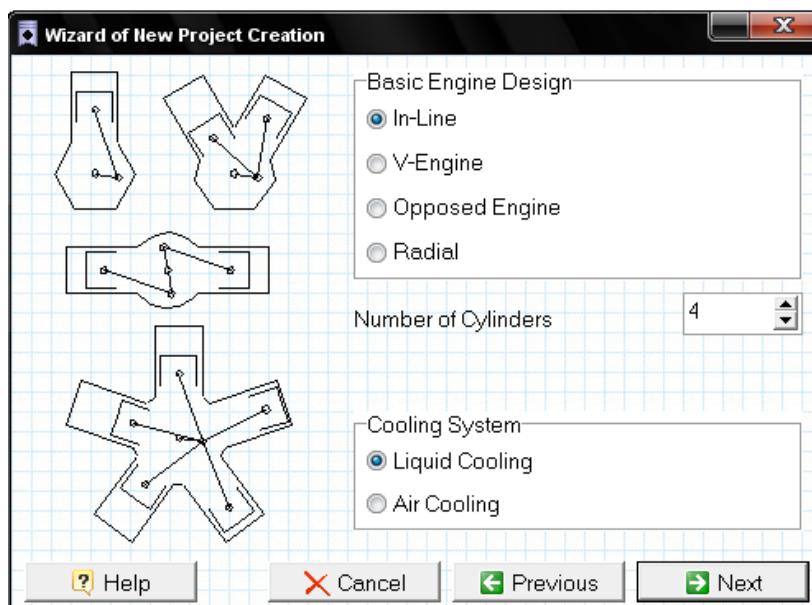


Fig. 7.4. Alegerea numărului de cilindri, a dispunerii acestora și a tipului de răcire.

Se pot alege variante de motoare cu cilindrii dispuși în V, în linie, opuși (boxer), și în stea (radial). Sistemul de răcire poate fi configurat pentru un agent de răcire lichid sau pentru răcire cu aer.

În momentul în care parametrii doriți au fost stabiliți se apasă butonul „Next” și se trece mai departe la etapa următoare și anume la configurarea ciclului operațional, respectiv la distribuția gazelor.

În figura 7.5 se prezintă fereastra de alegere și configurare a mecanismului de distribuție a gazelor la motoarele în doi timpi, dacă proiectantul sau operatorul simulării alege un astfel de motor. Există mai multe tipuri de mecanisme de distribuție disponibile în cadrul programului de simulare (cu lumini, cu lumini și supape).

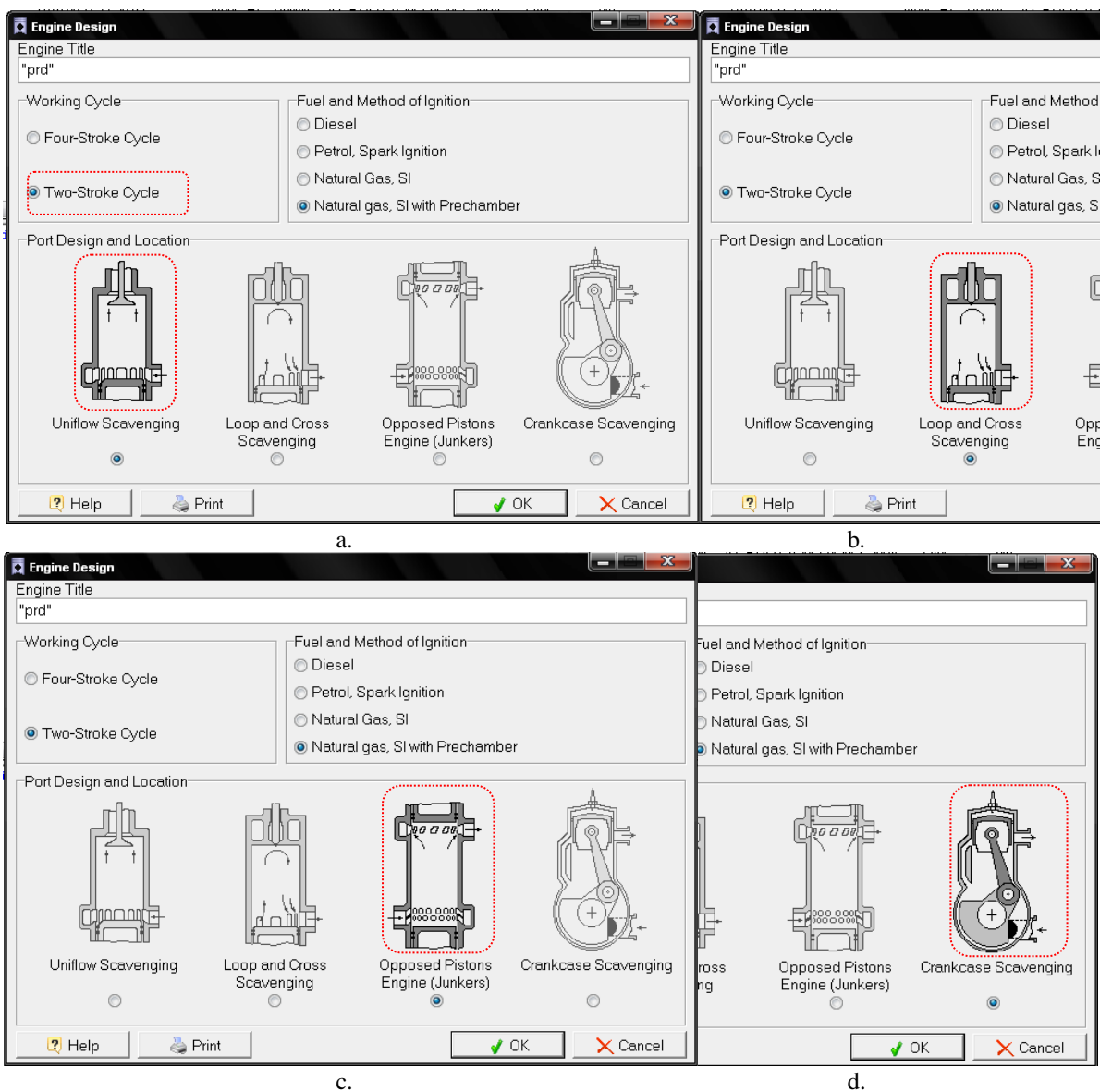


Fig. 7.5. Definirea modului de baleiere la motoarele în doi timpi

În figura 7.6 se prezintă fereastra wizard-ului de configurare a dimensiunilor și parametrilor principali ai motorului. Se alege astfel alezajul D , exprimat în mm, cursa pistonului S , cu aceeași unitate de măsură. Se stabilește de asemenea turația nominală a motorului, exprimată în rot./min., precum și raportul de comprimare al acestuia.

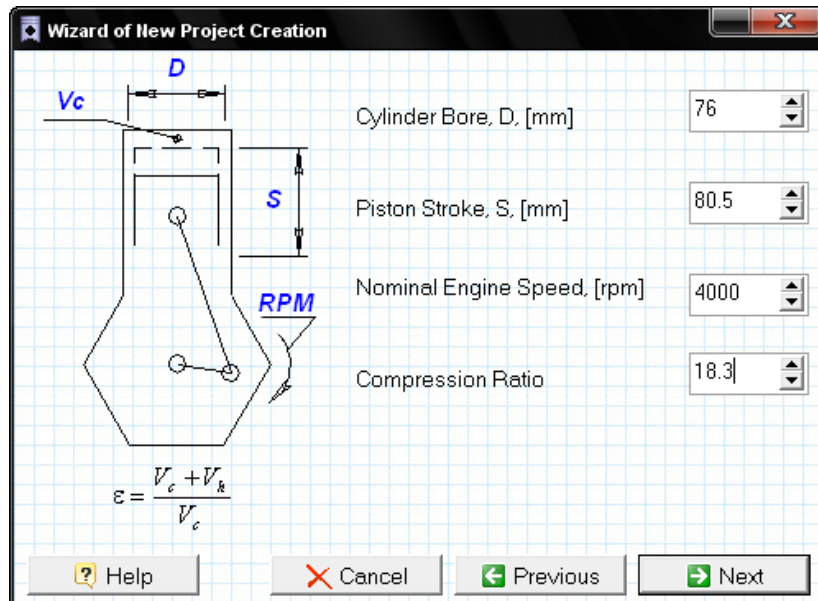


Fig. 7.6. Alegerea parametrilor și a dimensiunilor fundamentale ale motorului.

În figura 7.7 se definesc parametri mediului ambiant, în care se presupune că va funcționa motorul studiat și simulat cu ajutorul programului menționat. Se alege astfel presiunea atmosferică, exprimată în daN/cm², precum și regimul temperaturilor în care va lucra motorul cercetat. Temperatura ambiantă este exprimată în K.

De asemenea trebuie stabilit specificul aplicației pentru care este proiectat motorul ce se vrea simulat, având la dispoziție trei opțiuni: aplicație pe sol și apă, aplicație aeriană și aplicație submarină.

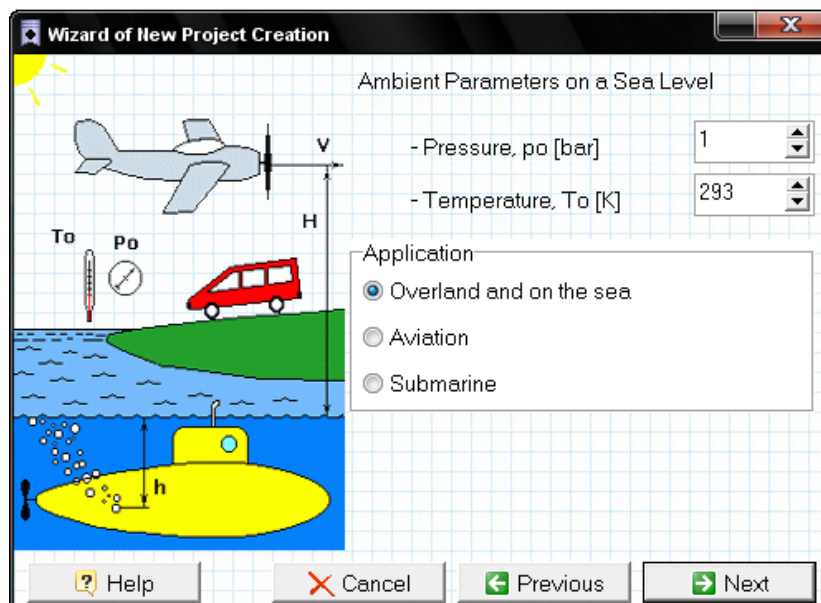


Fig. 7.7. Alegerea condițiilor de funcționare.

În figura 7.8 se reprezintă interfața pentru configurarea echipamentului de turbo-supraalimentare a motorului simulat cu ajutorul aplicației software specializate. Se stabilește raportul de comprimare al compresorului, existența intercoolerului, și numărul de supape.

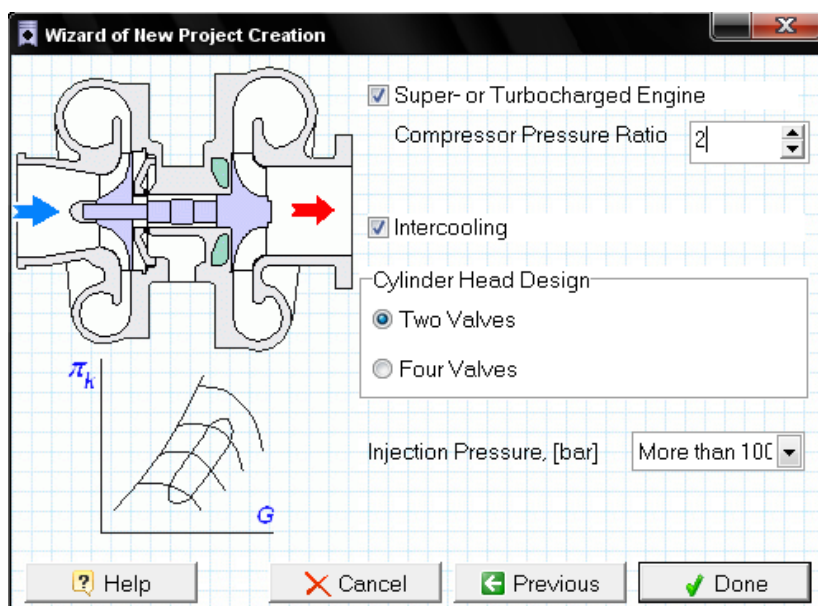


Fig. 7.8. Preconfigurarea supraalimentării, intercoolerului, a chiulasei și a presiunii de injecție.

În figura 7.9 se prezintă fereastra cu specificațiile pentru definirea mărimilor caracteristice ale sistemului de admisie a aerului în cilindri motorului. Poate fi specificată lungimea galeriei și colectorului de admisie, diametrul acesteia, perimetrul secțiunii de îmbinare a galeriilor de admisie, numărul galeriilor individuale conectate la colectorul de admisie, secțiunea colectorului de admisie, coeficientul pierderilor gazodinamice pe lungimea tubulaturii de admisie. Se poate defini modelul de calcul pentru temperatura pereților gaeriei de admisie.

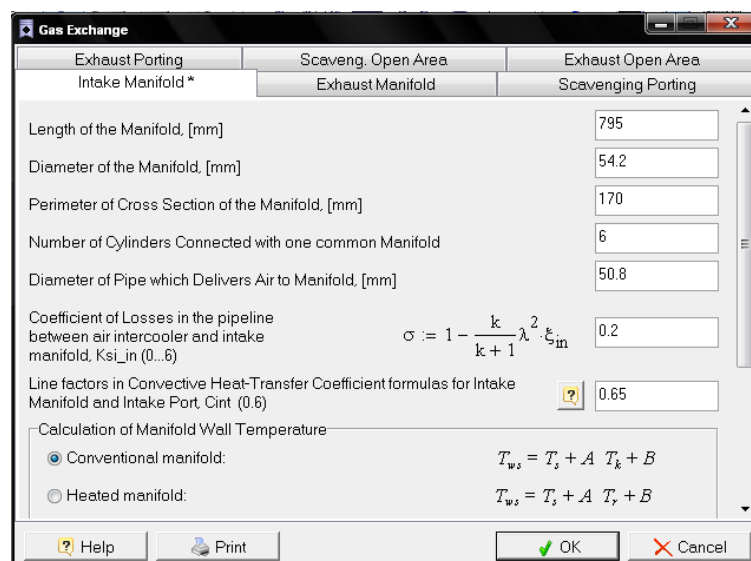


Fig. 7.9. Preconfigurarea supraalimentării, intercoolerului, a chiulasei și a presiunii de injecție.

În figura 7.10 se prezintă fereastra cu specificațiile pentru simularea proceselor din interiorul cilindrului motorului. Poate fi specificată masa combustibilului pe ciclu în grame, sau poate fi specificat coeficientul de dozaj. Se pot configura pierderile de presiune înainte de compresor, sau pot fi stabilite prin calcul în funcție de raportul de comprimare în galeria de admisie.

Pot fi stabiliți tot aici parametri de mediu, în mod explicit sau pot fi calculați folosind viteza autovehiculului și altitudinea față de nivelul mării.

Pierderile de presiune de după turbină pot fi configurate explicit sau pot fi calculate în funcție de raportul de presiune din galeria de evacuare și atenuatorul de zgomot.

Poate de asemenea fi configurat în modul cel mai precis regimul de funcționare al motorului: sarcină mică, medie, mare etc.

The screenshot shows the 'Operating Mode' window with the following settings:

- Way of In-Cylinder Process Simulation:** Specify A/F equivalence Ratio in Cylinder
- Environment parameters:** Set explicitly
- Losses of pressure before compressor:** Set explicitly
- Losses of pressure after turbine:** Set explicitly

HP stage turbine settings: #1 "RPM=4000, PR=2.00"

HP stage compressor settings: #1 to #10 (empty)

Mode of Performance (#1 = Full Load)	<input checked="" type="checkbox"/> #1	<input type="checkbox"/> #2	<input type="checkbox"/> #3	<input type="checkbox"/> #4	<input type="checkbox"/> #5	<input type="checkbox"/> #6	<input type="checkbox"/> #7	<input type="checkbox"/> #8	<input type="checkbox"/> #9	<input type="checkbox"/> #10
Engine Speed, [rpm]	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000
Air Fuel Equivalence Ratio in the Cylinder	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Injection / Ignition Timing, [deg B.TDC]	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Ambient Pressure, [bar]	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Ambient Temperature, [K]	293	293	293	293	293	293	293	293	293	293
Inlet Pressure Losses (before compressor), [bar]	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02	0.02
Differential Pressure in exhaust (tail) system, [bar]	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
Compressor Pressure Ratio (HP Stage)	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Compressor Adiabatic Efficiency (HP Stage)	0.695	0.695	0.695	0.695	0.695	0.695	0.695	0.695	0.695	0.695
Fraction of the Exhaust Gasflow By-passed before Turbine	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Fraction of the Airflow By-passed after Compressor into atmosphere	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Average Total Turbine Inlet Pressure (HP St.) (or first appr.), [bar]	1.77	1.77	1.77	1.77	1.77	1.77	1.77	1.77	1.77	1.77
Turbocharger Efficiency (HP Stage)	0.465	0.465	0.465	0.465	0.465	0.465	0.465	0.465	0.465	0.465

Fig. 7.10. Alegerea sau stabilirea modurilor de funcționare.

Se poate stabili turația de funcționare a motorului, avansul la injecție (și aprindere) în °RAC, presiunea mediului ambiant în bar (daN/cm²), temperatura ambiantă în K, eficiența adiabatică a compresorului, fracția de gaze de evacuare trecute pe lângă (bypass) turbină,

fracția de aer proaspăt trecută după compresor în atmosferă, presiunea medie de admisie cu turbină, eficiența turbocompresorului.

7.3. Achiziția și centralizarea rezultatelor simulării

Rezultate corespunzătoare s-au obținut prin scrierea unui program folosind aplicația software Matlab pentru investigarea influenței parametrilor constructivi și a variabilelor motorului. Ecuația care modelează deplasarea pistonului, derivată din a doua lege a lui Newton este dată de expresia:

$$F_C - F_L - F_{tr} - F_R = m_P(d^2x/dt^2), \quad (7.1)$$

în care: x este poziția pistonului,

m_P – masa în mișcare,

F_C – forța de presiune a gazelor datorată arderii amestecului carburant,

F_R – forța de presiune a gazelor din camera de baleiaj,

F_L – forța sarcinii electrice produse,

F_{fr} – forța de frecare.

Această relație se rezolvă folosind integrarea numerică Euler care descrie modul de variație a vitezei pistonului și a poziției acestuia. De asemenea, submodelele motorului cu aprindere prin comprimare și corelațiile pentru forța sarcinii impusă de alternator și de presiunea din camera de baleiaj sunt calculate pentru fiecare secvență a simulării. Programul de simulare permite investigarea în ambele moduri de funcționare, atât în cel stabilizat cât și în modul tranzitoriu.

Codul programului de simulare folosește următoarele variabile de intrare:

- alezajul cilindrului,
- masa inerțială a pistonului,
- cursa pistonului și raportul de comprimare,
- condițiile mediului înconjurător,
- rezistența gazodinamică a gazelor de evacuare,
- randamentul izentropic al turbosufletei,
- numărul supapelor de evacuare, dimensiunilor acestora și avansul la deschiderea sau întârzierea la închiderea supapelor,
- dimensiunile ferestrelor de baleiaj,
- puterea calorică inferioară a combustibilului,
- masa combustibilului injectat, respectiv avansul la injecție,

- funcția liniară a forței alternatorului.

Prin rularea codului programului de simulare se realizează predicții ale unui set consistent de variabile, printre care se menționează următoarele:

- turația,
- deplasarea,
- puterea furnizată,
- temperatura în cilindru și evoluția presiunii,
- coeficientul de dozaj,
- randamentul de baleiaj,
- întârzierea la autoaprindere a amestecului carburant,
- fracția de combustibil ars,
- fracția de căldură degajată și transferul acesteia,
- randamentul motorului.

Modelul de simulare aplicat a fost comparat cu un motor Volvo special, turbosupralimentat. Comparația s-a făcut pentru a verifica faptul că modelul generează rezultate realiste și că impune seturi de predicții adecvate ale tendințelor de variație a condițiilor de funcționare ale motorului.

S-au realizat o serie de simulări specifice aplicând variații pentru parametri de intrare iar rezultatele sunt prezentate în cele ce urmează. Specificațiile motorului studiat prin simulare s-au definit astfel încât să fie echivalente cu cele ale motorului față de care s-a realizat validarea modelului.

În tabelul 7.1 sunt centralizate datele tehnice principale ale motorului studiat.

Tabelul 7.1

Datele tehnice ale motorului cu piston flotant

Cursa pistonului	150 mm
Alezajul cilindrului	131 mm
Înălțimea ferestrelor de baleiaj	22 mm
Raportul de comprimare nominal	15:1
Alezajul camerei suplimentare	150 mm
Raportul de comprimare al camerei suplimentare	15:1
Rezistența gazodinamică a evacuării	1,5 daN/cm ²

Atât reglarea distribuției cât și avansul la injecție sunt variabile în vederea optimizării performanțelor motorului, iar o serie de controlere din cadrul modelului de simulare modifică aceste valori ale avansului pe durata funcționării. Reglarea avansului de deschidere a supapei de evacuare se realizează astfel încât valoarea presiunii din cilindru la momentul deschiderii ferestrelor de baleiaj este egală cu presiunea creată de suflantă. Acest lucru maximizează

lucrul mecanic dezvoltat de către piston și previne trecerea gazelor de eșapament în galeria de admisie. Supapele de evacuare se închid în momentul în care pistonul obturează ferestrele de baleiaj pe parcursul cursei de comprimare. Injecția combustibilului este reglată pentru valoarea optimă în care se realizează un randament maxim la toate situațiile simulate.

În figura 7.11 sunt reprezentate curbele de variație a presiunii din camera de ardere și din camera suplimentară de contrapresiune pe fiecare ciclu operațional. Predicția privitoare la procesul de ardere arată că acesta are loc la volum constant.

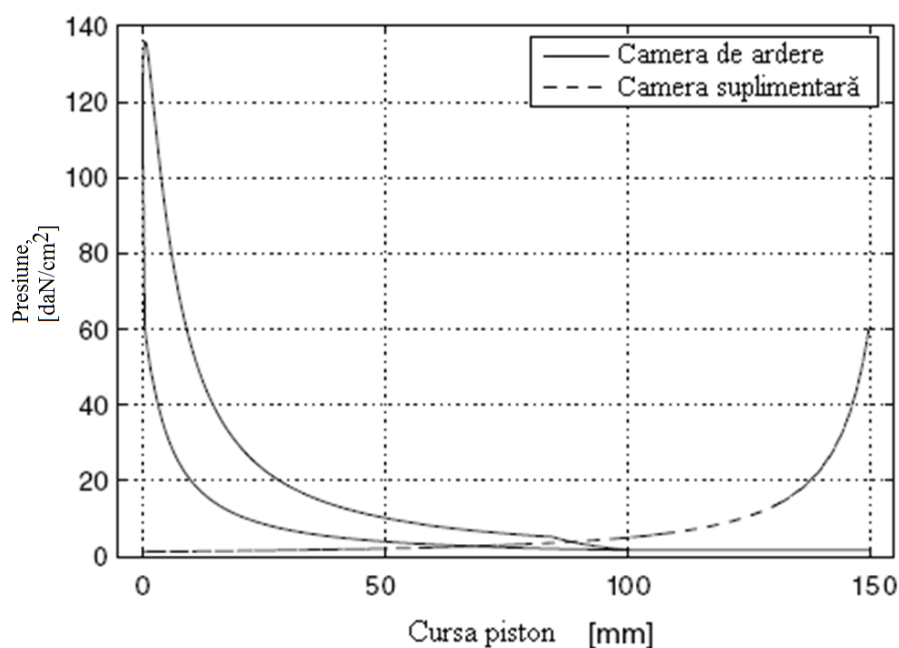


Fig. 7.11. Presiunea din camera de ardere și cea suplimentară a motorului pentru un ciclu funcțional (PMS în poziția 0).

În figura 7.12 sunt reprezentate predicțiile privitoare la comportamentul dinamic a motorului cu piston flotant. În figura 7.12a se prezintă deplasarea pistonului determinată prin simulare pentru un ciclu funcțional în comparație cu un motor clasic în aceleași condiții de turație și sarcină. Raportul dintre raza arborelui cotit și lungimea bielei este de 0,3. Se pot observa diferențe semnificative în ceea ce privește durata mai scurtă în care motorul cu piston flotant se află la punctul mort superior. În acest caz particular presiunea și temperatura gazelor sunt la nivel maxim. Acest aspect este subliniat în figura 7.12b, în care se prezintă mișcarea pistonului din zona proximală punctului mort superior. Se observă că destinderea gazelor arse după punctul mort superior este semnificativ accelerată pentru motorul cu piston flotant.

Se poate observa de asemenea din tendința de variație a deplasării pistonului flotant o anumită asimetrie față de punctul mort superior, iar faza de comprimare durează mai mult

decât faza destinderii pe parcursul unui ciclu motor. În figura 7.12c se prezintă curbele de variație a vitezei pistonului în ambele cazuri studiate pentru un motor convențional și pentru un motor cu piston flotant. Se observă că vârful curbei de viteză a pistonului este mai mic la motorul cu piston flotant și că profilul curbei de viteză este semnificativ diferit. În comparație cu motorul convențional, motorul în doi timpi cu piston flotant are profilul curbei vitezei pistonului similar cu forma undei danturii de fierăstrău, cu schimbări rapide ale vitezei și alte paliere constante.

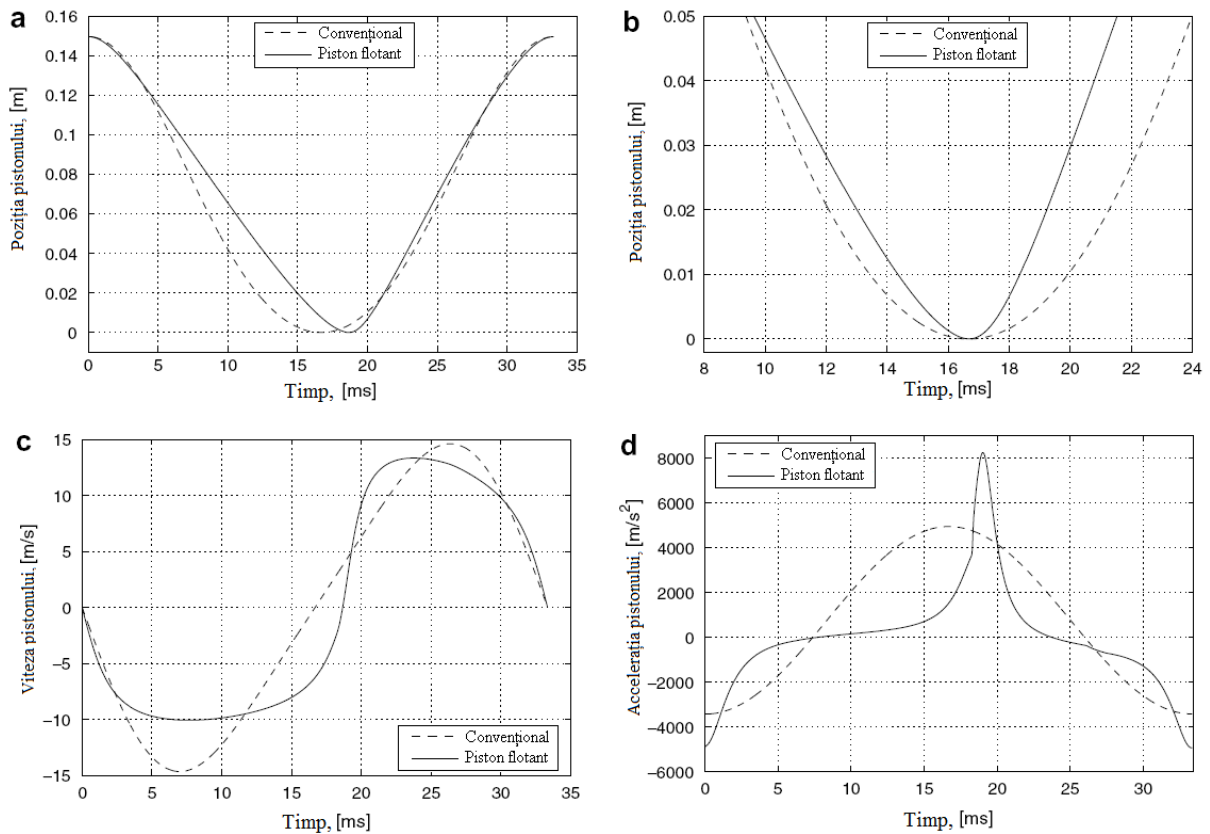


Fig. 7.12. Predicția caracteristicilor cinematice ale pistonului unui motor în doi timpi.

a. simularea mișcării pistonului flotant comparativ cu motorul în doi timpi convențional; b. mișcarea în proximitatea punctului mort superior; c. alura curbei caracteristice de viteză a pistonului; d. accelerația pistonului.

În figura 7.12d se prezintă accelerația pistonului în cazul ambelor motoare în doi timpi studiate. Se pot observa diferențe semnificative în special chiar după punctul de aprindere când mișcarea nerestricționată a pistonului flotant este caracterizată de o accelerație mărită. Valoarea predicției vârfurilor curbei de accelerație a pistonului flotant la motorul în doi timpi este cu aproximativ 60% mai mare decât la motorul convențional. Situația specială a motorului în doi timpi cu piston flotant constă în faptul că, din moment ce accelerația este direct proporțională cu presiunea din cilindru, fenomenele din camera de ardere pot fi regăsite și definite pe graficul de variație a accelerației. Atât injecția de combustibil cât și

deschiderea supapei de evacuare pot fi determinate prin analiza graficului din figura 7.12d la $t=18$ ms și $t=27$ ms.

În figura 7.13 se prezintă predicțiile privitoare la efectele modificării masei elementului mobil asupra performanței motorului. Dat fiind faptul că o creștere în ceea ce privește masa elementului mobil conduce la scăderea turației motorului și a puterii efective evidențiază similitudinea sistemului cu masa suspendată elastic.

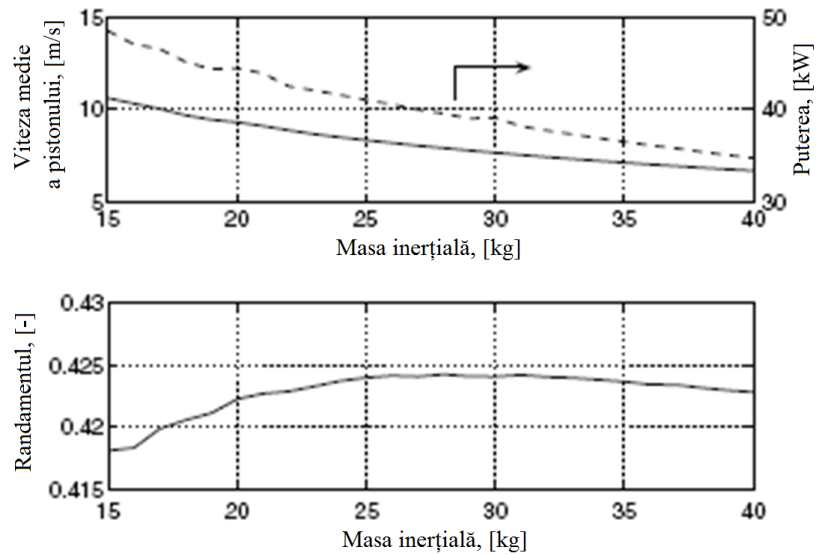


Fig. 7.13. Influența variației masei elementelor mobile asupra performanței motorului.

a. puterea și viteza medie a pistonului; b. randamentul.

În figura 7.14 se reprezintă efectele variației raportului de comprimare în cazul motorului în doi timpi cu piston flotant asupra performanței dezvoltate de către acesta. Studiul prin simulare realizează o serie de predicții care evidențiază raportul de comprimare optim.

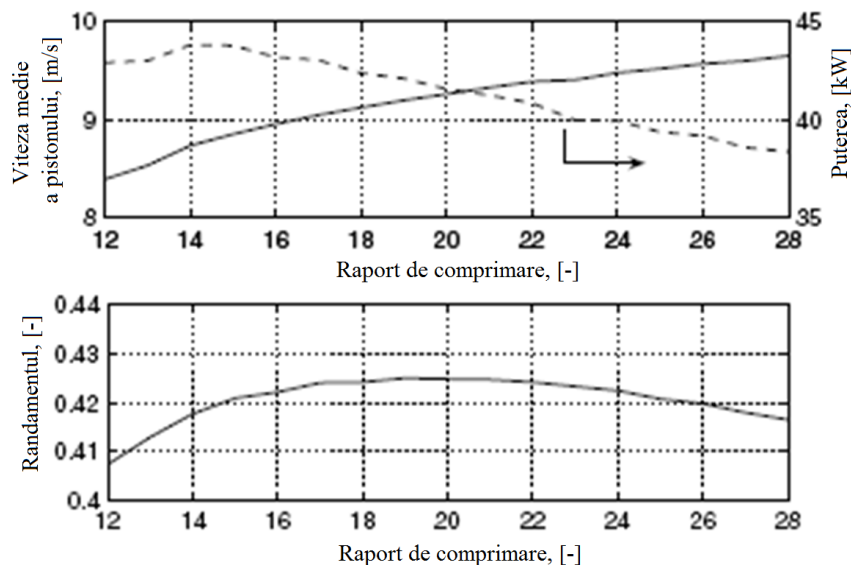


Fig. 7.14. Influența variației raportului de comprimare asupra performanței motorului.

a. puterea și viteza medie a pistonului; b. randamentul.

Se observă că apare doar o serie de efecte reduse asupra randamentului motorului pentru valori ale raportului de comprimare cuprinse între 15 și 25. Un efect mai puțin evident constă în reducerea puterii efective cu creșterea turației motorului. Diminuarea puterii apare cu creșterea raportului de comprimare care mărește rata destinderii și reduce energia gazelor.

7.4. Interpretarea rezultatelor obținute prin simulare

În cazul proiectării și modelării motoarelor (folosind și aplicații de simulare) cunoașterea influenței pe care o au diferiți factori geometrici este de o importanță deosebită. Chiar dacă se pot realiza o serie de predicții privitoare la influența parametrilor principali arhitecturali în baza experienței acumulate cu motoarele convenționale, efectele respectivelor factori de influență asupra performanțelor generale ale motorului sunt diferite în cazul motorului cu piston flotant datorită particularităților funcționale caracteristice ale acestuia. În continuare se realizează o investigație și interpretarea parametrilor constructivi principali ai motorului cu piston flotant.

Toți parametri constructivi și funcționali ai motorului cu piston flotant sunt complex interconectați, iar sistemul este mult mai complicat din acest punct de vedere decât motorul convențional. Astfel, creșterea masei puse în mișcare va determina nu numai scăderea turației motorului, dar va avea efecte și asupra lungimii cursei ceea ce influențează atât procesul de baleiaj cât și raportul de comprimare. Modificarea variabilelor funcționale, precum debitul masic de combustibil sau presiunea de supralimentare, vor avea același efect asupra ciclului operațional. Datorită acestor aspecte, un studiu parametric al construcției și funcționării motorului în doi timpi (cu piston flotant) nu se realizează într-un singur sens. Înainte de dezvoltarea unei astfel de abordări se definesc în prealabil o serie întregă de mărimi caracteristice.

În simulările realizate pozițiile pentru punctul mort superior și punctul mort inferior sunt controlate în domeniul valorilor nominale prin modificarea presiunii din camera tampon și prin debitul de combustibil. Pentru a asigura analiza comparativă pe aceeași încărcare relativă a motorului se reglează momentul rezistent la arborele cotit astfel încât să se atingă un coeficient de dozaj combustibil aer de 0,60 pentru toate situațiile funcționale.

Înălțimea luminilor de baleiaj este astfel determinată încât să se atingă o eficiență a procesului de baleiaj de circa 0,90 pentru a asigura o analiză comparativă a unor soluții constructive realiste de motoare în doi timpi. De asemenea timpii de deschidere a supapelor de evacuare și a injectoarelor de combustibil sunt optimizați în concordanță.

Motorul are o serie de similitudini cu sistemul suspendării elastice a unei mase, caz în care masa în mișcare este de o importanță decisivă în atingerea performanțelor motorului. O masă redusă în mișcare, datorită inerțiilor mici dezvoltate, facilitează turații ridicate. O problemă stringentă privitoare la motorul cu piston flotant constă în adaptarea transmisiei cu o masă suficient de redusă, deoarece aceasta conduce la realizarea unui raport putere per greutate optim. Masele mari în mișcare conduc la imposibilitatea atingerii unor turații ridicate, ceea ce crește perioada disponibilă pentru baleiere, făcând posibilă reducerea înălțimii de deschidere a luminilor de baleiaj și dezvoltarea procesului de ardere la volum constant (izocoră), îmbunătățind randamentul. Astfel, se determină vârfuri mai înalte pentru temperaturi și presiuni, care măresc pierderile prin transferul de căldură. Se pot realiza o serie de predicții privitoare la turația optimă a motorului pentru un randament ridicat.

Rezultatele obținute în urma studiilor realizate arată că masa optimă a elementului mobil este relativ mare pentru o eficiență maximă. Acest aspect indică faptul că imperativul inerțiilor scăzute în transmisie este mai puțin important în cazul motorului în doi timpi supralimentat cu aprindere prin comprimare și piston flotant, precum și faptul că vitezele medii acceptabile ale pistonului și valorile ridicate ale randamentului pot fi atinse inclusiv pentru mase mari ale elementului mobil.

În timpul creșterii raportului de comprimare se observă o anumită îmbunătățire a valorii randamentului motorului, dar scade presiunea de supralimentare și astfel se diminuează puterea efectivă dezvoltată de către motor din moment ce simulările sunt realizate în condițiile unui coeficient de dozaj (combustibil-aer) constant. În cadrul simulărilor temperatura gazelor de evacuare scade cu aproximativ 8% între valorile raportului de comprimare de 15 și 25, oferind o reducere a presiunii de supralimentare cu 4% în același interval.

Rezistența gazodinamică pe tubulatura de evacuare este influențată semnificativ de caracteristicile echipamentului de turbosupralimentare. Efectele variației rezistenței gazodinamice asupra performanțelor motorului se studiază pornind de la ipoteza că randamentul echipamentului de turbosupralimentare este constant în toate condițiile. O creștere în ceea ce privește rezistența gazodinamică presupune o dezvoltarea unei turații mai ridicate, din moment ce forțele de presiune sunt mai mari. În plus, prin creșterea presiunii de turbosupralimentare a motorului se determină o sporire a puterii efective dezvoltate, dat fiind faptul că funcționarea are loc la un raport combustibil-aer constant.

În figura 7.15 se prezintă efectele variației rezistenței gazodinamice în tubulatura de evacuare asupra performanței motorului în condițiile coeficientului de dozaj constant. Se observă în acest caz că pe lângă o creștere a puterii efective și a turației motorului mai este înregistrată și o îmbunătățire a randamentului efectiv cu mărirea rezistenței gazodinamice (back pressure). Aceasta se datorează faptului că valoarea pierderilor prin frecare scade la un nivel ridicat al puterii efective a motorului.

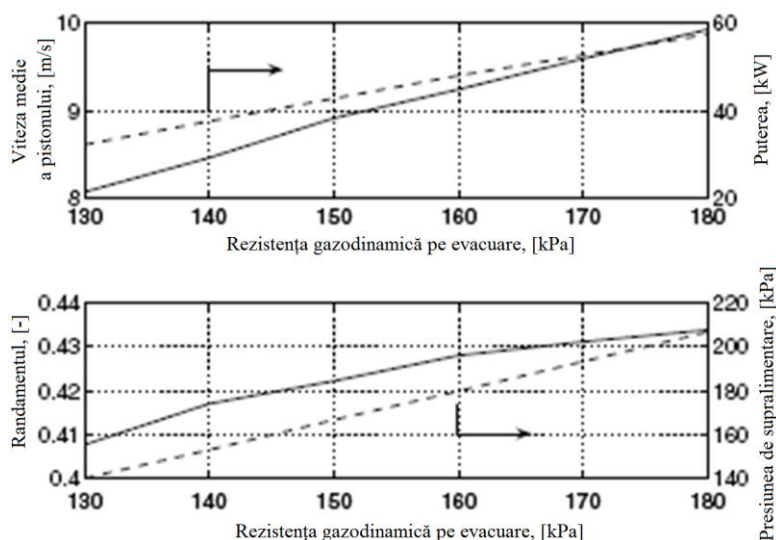


Fig. 7.15. Efectele rezistenței gazodinamice asupra funcționării motorului

a. puterea și viteza medie a pistonului; b. presiunea de supralimentare și randamentul.

Performanțele motorului în condițiile unor valori mai mari ale rezistenței gazodinamice nu au fost studiate deoarece domeniul superior al mărimilor supuse investigației corespund unor vârfuri foarte înalte ale presiunii din cilindru (aproximativ 200 daN/cm²). Funcționarea motorului cu valori mari ale rezistenței gazodinamice în condițiile coeficientului de dozaj constant nu este posibilă. Sunt oportune însă investigații suplimentare în sensul analizei comparative a performanțelor unui motor puternic supralimentat ce funcționează cu un coeficient de dozaj scăzut și a performanțelor unui motor mediu turbosupralimentat ce funcționează cu un coeficient de dozaj ridicat.

Raportul cursă pe alezaj reprezintă unul dintre parametri principali în proiectarea și construcția motoarelor cu ardere internă, corelând aria camerei de ardere cu volumul acesteia și aria pistonului cu lungimea cursei acestuia. Motoarele convenționale cu valori mari ale raportului cursă pe alezaj, precum sunt cele staționare sau din aplicațiile marine, se caracterizează printr-o eficiență sporită dar printr-o densitate de putere redusă. În schimb, valorile reduse ale raportului cursă pe alezaj, întâlnite la motoarele din domeniul autovehiculelor, au ca efect creșterea turației ceea ce conduce la sporirea raportului putere pe greutate, dar cu prețul unui consum mai mare de combustibil.

În figura 7.16 se prezintă efectele variației raportului cursă pe alezaj asupra performanței motorului, în condițiile menținerii constante a cilindrului acestuia. Valori ridicate ale randamentului sau eficienței motorului se obțin prin creșterea raportului cursă pe alezaj. În pofida creșterii vitezei medii a pistonului, puterea efectivă dezvoltată de către motor scade odată cu creșterea raportului cursă pe alezaj datorită reducerii turației motorului. Motorul în doi timpi cu piston flotant are un potențial ridicat în ceea ce privește variația cursei pistonului.

Posibilitatea modificării cursei pistonului permite variația raportului de comprimare a motorului în timpul funcționării pentru a optimiza performanțele acestuia în orice condiții operaționale. Acest aspect face oportună studiarea avantajelor care includ o creștere a randamentului la sarcini parțiale și posibilitatea funcționării cu mai multe tipuri de combustibil.

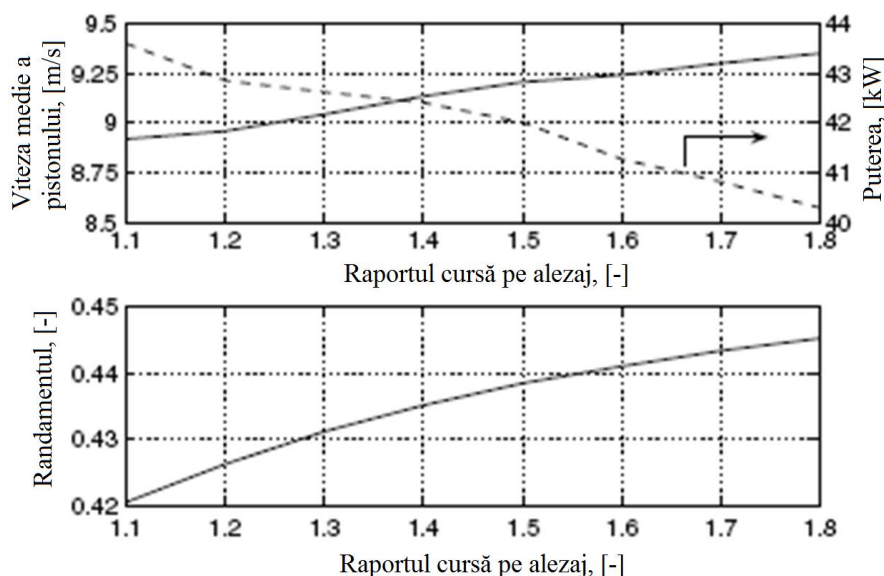


Fig. 7.16. Efectele variației raportului cursă pe alezaj pentru o cilindree și un coeficient de dozaj constant.

a. puterea și viteza medie a pistonului; b. randamentul.

În figura 7.17 se prezintă efectul determinat de variația poziției punctului mort superior asupra randamentului la diferite încărcări ale motorului, realizând o corelare cu raportul de comprimare corespunzător. Studiile prin simulare arată că raportul de comprimare optim variază doar în mică măsură cu încărcarea și că nu se înregistrează avantaje pentru creșterea raportului de comprimare la încărcări reduse. În cazul încărcărilor mari odată cu creșterea raportului de comprimare se înregistrează o ușoară creștere a randamentului, dar în aceste situații vârful de presiune în cilindru vor limita atingerea unor valori maxime pentru raportul de comprimare. Se prezintă valori pentru raportul de comprimare în cazurile de funcționare când se depășesc valori de 180 daN/cm^2 ale presiunii de ardere în cilindru.

S-au realizat o serie de simulări ale motorului în doi timpi în diferite condiții constructiv-funcționale, între care s-a studiat și variația poziției punctului mort inferior, doar că acestea nu au determinat efecte notabile asupra performanțelor.

În condițiile deja prezentate, se înregistrează un anumit grad de incertitudine privitoare la acuratețea procesului de modelare din moment ce apar raportări ale unei rate mărite a combustibilului care participă la ardere în cazul motorului în doi timpi cu piston flotant. În plus, printre avantajele motorului în doi timpi cu piston flotant se numără și posibilitatea utilizării mai multor tipuri de combustibili, făcând astfel oportună analiza modalităților de influențare a performanțelor motorului prin rata de combustibil ars.

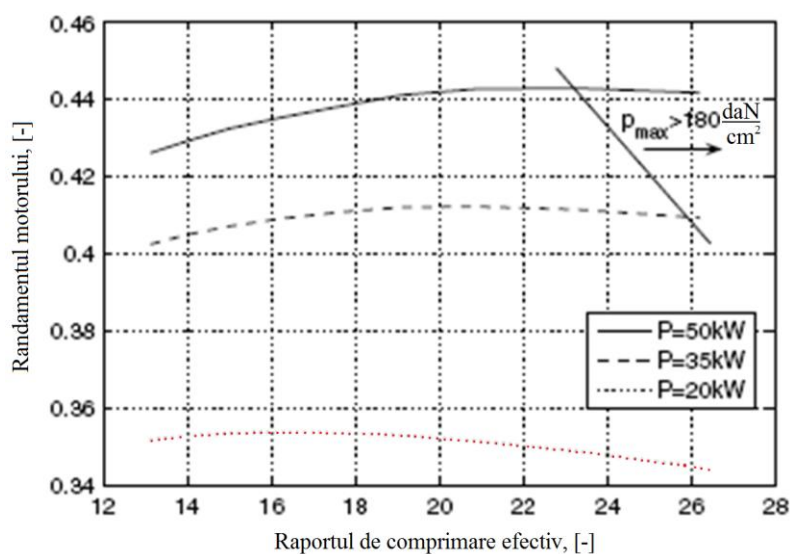


Fig. 7.17. Efectul variației raportului de comprimare efectiv în timpul funcționării motorului pentru o încărcare constantă.

În figura 7.18 se prezintă efectul variației ratei de combustibil ars asupra performanței motorului. Pe lângă variația duratei totale a procesului de ardere se prezintă și efectul presupus de ipoteza că tot combustibilul injectat arde într-o singură fază premergătoare omogenizării complete în masa de aer.

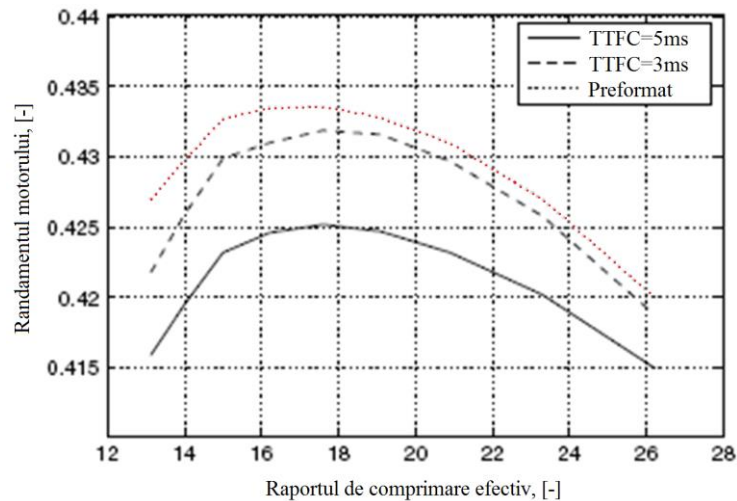


Fig. 7.18. Efectul variației raportului de comprimare efectiv asupra randamentului pentru diferite durate ale procesului de ardere.

O serie de influențe asupra performanțelor motorului se înregistrează în condițiile în care procesul de ardere este accelerat. Mai departe se observă că nivelul optim al raportului de comprimare nu se modifică semnificativ odată cu variația cantității de combustibil care participă la procesul de ardere, indicând faptul că variația raportului de comprimare este mai puțin benefică decât s-a presupus inițial. Totuși se înregistrează faptul că variația raportului de comprimare determină o serie de efecte suplimentare în ceea ce privește procesul de ardere.

Simulările arată că pentru regimuri de funcționare cu încărcare mare, la care coeficientul de dozaj este de 0,7 cea mai mare parte a cantității de combustibil injectat participă la procesul de ardere în aproximativ 2 ms în condițiile unei durate totale de ardere prestabilite de 5 ms. Pentru o durată totală a procesului de ardere de 3 ms cea mai mare parte a masei de combustibil injectat participă la procesul de oxidare în 1,5 ms. Alte studii au arătat că proporții superioare în care combustibilul participă la procesul de ardere, fiind înregistrate niveluri de 90% ale arderii combustibilului în 1ms. Pentru interpretarea efectelor caracteristicilor funcționale specifice ale motorului în doi timpi cu piston flotant în raport cu motoarele în doi timpi convenționale, se implementează în cadrul modelului simulării o subrutină specifică motorului cu arbore cotit. Această aplicație utilizează rezultatele studiilor deja realizate pentru motorul cu piston flotant reluând simularea pentru un motor cu aceleași date tehnice și variabile funcționale, dar cu o deplasare a pistonului similară cu cea din motorul convențional (mișcare care este descrisă de funcțiile cosinus și sinus). În felul acesta se pot sublinia o serie de diferențe în ceea ce privește performanța în funcționare între motorul convențional și cel cu piston flotant. Momentul optim al inițierii procesului de

injecție diferă de la un motor la celălalt datorită particularităților deplasării pistonului, iar pentru realizarea unei analize comparative corespunzătoare fiecare motor funcționează cu un reglaj al injecției care determină cel mai ridicat randament. Aceste valori optime au fost identificate prin simulare și evidențiază faptul că motorul cu piston flotant necesită un moment de începere a injecției mai avansat în comparație cu motoarele în doi timpi convenționale.

În figura 7.19 se prezintă rezultatele simulării a două motoare în doi timpi, unul convențional și altul cu piston flotant, în vederea evidențierii evoluției randamentului în funcție de încărcarea motorului. Deoarece nu s-au postulat ipoteze specifice privitoare la randamentul mecanic al motoarelor studiate, întregul studiu se bazează pe mărimile indicate (din interiorul cilindrului). Un oarecare avantaj al motorului în doi timpi cu piston flotant se înregistrează în privința eficienței consumului de combustibil în domeniul sarcinii pline, ceea ce se datorează unor pierderi reduse prin transfer termic. Mai mult, se înregistrează o serie de pierderi prin frecare sensibil diminuate în cazul motorului cu piston flotant. Destinderea rapidă în cazul motorului cu piston flotant reduce timpul în care gazele se află la un regim termic ridicat pe parcursul ciclului funcțional, iar aceasta determină o diminuare semnificativă a pierderilor prin transfer de căldură și a cantității emisiilor formate din cauza temperaturilor înalte.

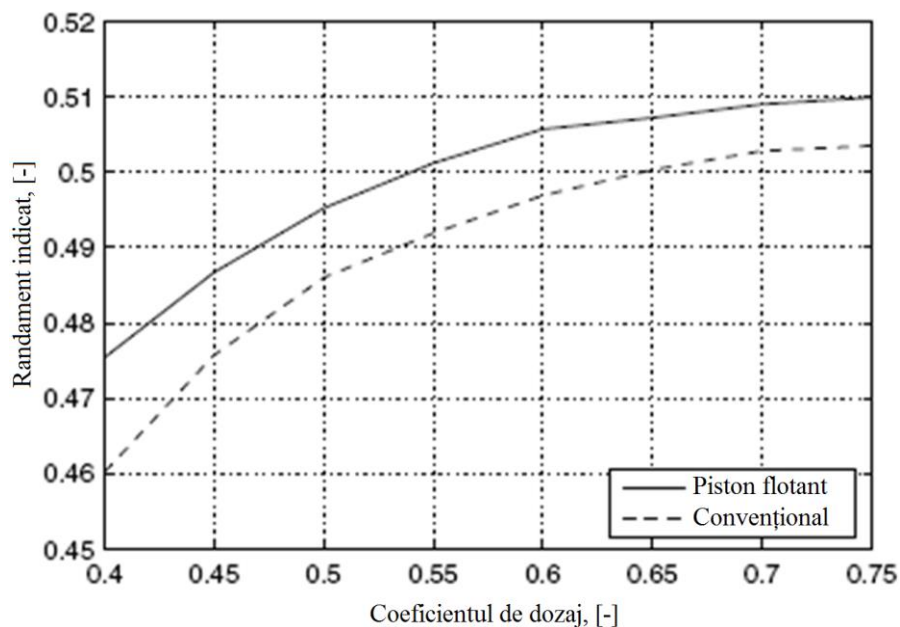


Fig. 7.19. Efectul variației încărcării motorului asupra randamentului pentru motorul în doi timpi convențional și pentru cel cu piston flotant.

În figura 7.20 se prezintă rezultatele simulării temperaturii gazelor din cilindrul motorului în doi timpi și pierderea totală de căldură prin transfer termic de proximitate pe

durata unui ciclu funcțional, în care transferul de căldură este exprimat sub forma căldurii cedate de fracția combustibilului injectat. Reprezentările grafice sunt sincronizate cu momentul inițial al procesului de ardere.

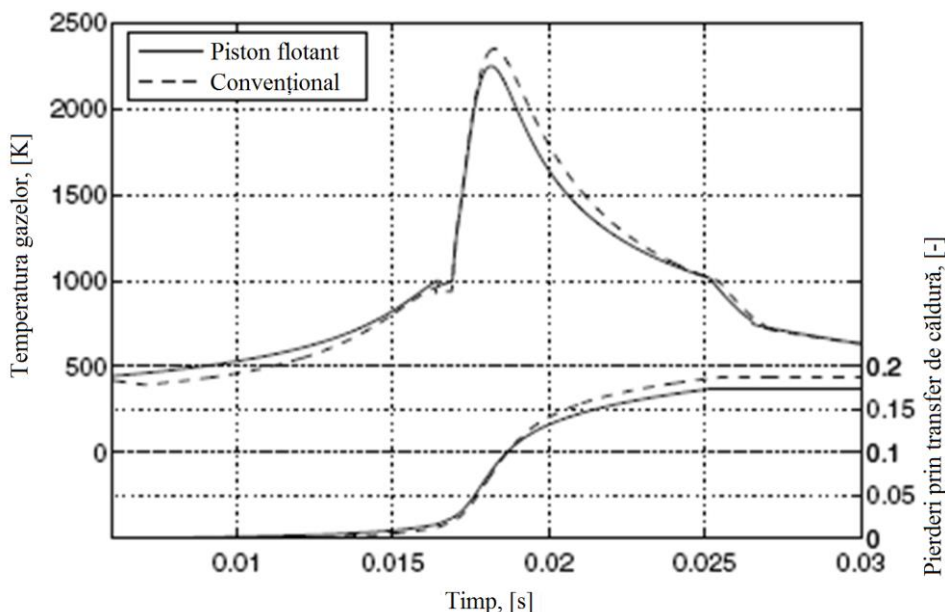


Fig. 7.20. Efectul variației încărcării motorului asupra randamentului pentru motorul în doi timpi convențional și pentru cel cu piston flotant.

Aplicând modelarea prin simulare, rezultatele predicției ratei de transfer a căldurii din cilindru și temperaturii gazelor din camera de ardere au fost comparate pentru motorul în doi timpi convențional și cu piston flotant.

7.5. Concluzii 7

Studiile prin simulare arată că în motorul cu piston flotant aproximativ 18% din căldura degajată prin arderea combustibilului este pierdută prin transferul termic la nivelul cilindrului. Se observă de asemenea faptul că temperaturile în destindere sunt mai scăzute la motorul cu piston flotant, iar asta determină pierderi mai mici prin transfer termic. Pentru motorul în doi timpi convențional pierderile prin transfer termic sunt de aproximativ 19%.

Simulările mai permit evidențierea suplimentară a procesului accelerat de destindere a gazelor în motorul cu piston flotant pe durata cât gazele au temperaturi ridicate. Secvența pe un ciclu funcțional în care temperaturile din motorul cu piston flotant sunt mai mari de 1500K este de aproximativ 90% din cea determinată la motorul convențional în doi timpi. Acest interval este egal cu 10,1% din ciclul unui motor cu piston flotant și 11,3% din ciclul motorului convențional. Pentru temperaturi mai mari de 2000 K, această valoare este de 83% (cu astfel niveluri ale temperaturii care apar pentru 4,5% și respectiv de 5,4% din ciclul

funcțional). Pe lângă reducerea pierderilor prin transfer termic, această funcție particulară a motorului cu piston flotant determină reducerea oxizilor de azot.

Trebuie menționat faptul că modelul simulării nu definește complet toți factorii care influențează performanțele motorului și predicțiile. Diferențele mișcării gazelor din cilindru, datorită deplasării specifice pistonului și variației raportului de comprimare, o serie de efecte nu pot fi definite, dar astfel de efecte sunt indubitabil importante în cadrul procesului de ardere și în formarea emisiilor.

Proiectarea și studiul motoarelor în doi timpi trebuie să țină cont de restricțiile care apar în procesul de elaborare și dezvoltare a conceptului. În cazul de față s-a elaborat un model pentru simulare și s-au prezentat rezultate detaliate, oferind o perspectivă asupra performanțelor elementare ale motorului și efectele parametrilor de proiectare și variabilelor funcționale asupra performanței motorului.

Parametri de performanță ai motorului în doi timpi cu piston flotant sunt strâns interconectați, iar variația unui parametru constructiv influențează mai multe variabile funcționale. S-a determinat faptul că motorul în doi timpi cu piston flotant prezintă o serie de avantaje față de tehnologiile convenționale în privința eficienței ca efect al simplității mecanice și a destinderii accelerate. Valorile mai mici ale temperaturii pot reduce formarea emisiilor. Gradul mai ridicat de flexibilitate în ceea ce privește variația cursei pistonului flotant la motoare în doi timpi nu determină avantaje prea mari pentru o funcționare normală a motorului. Rezultatele impun necesitatea dezvoltării studiilor motorului în doi timpi.

8. ASPECTE PRIVITOARE LA SECURITATEA OPERAȚIONALĂ

8.1. Norme de tehnica securității și protecției muncii

8.1.1. Aspecte generale privind NTSM

Prevederile cu privire la protecția și securitatea muncii sunt legiferați la noi în țară prin Legea nr.6/2011 care stabilește cadrul general de măsuri și responsabilități în întreprinderi pentru a se asigura eliminarea riscului de accidentare a personalului muncitor. Pe baza acestei legi au fost elaborate normative de protecția muncii specifice tuturor sectoarelor de activitate. În unitățile constructoare de mașini, editat de Ministerul Muncii în 2011.

Referitor la normele de prevenire și stingere a incendiilor în întreprinderile constructoare de automobile se au în vedere dispozițiile HG nr. 232/2009 și OUG nr. 400/2011, care reglementează atât cadrul general în care trebuie să se înscrie orice activitate pentru evitarea producerii incendiilor cât și măsurile pentru stingerea acestora. Deși secțiile de prelucrări prin așchiere, în care se desfășoară procesele tehnologice nu sunt de tip cu foc continuu multe prevederi ale OUG nr. 400/2011 sunt valabile și la aceste locuri de muncă. În plus în unitățile respective sunt incluse și secții cu grad mare de pericolozitate la a căror protecție trebuie să participe toți cei implicați în activitate.

8.1.2. Norme privitoare la cercetarea și încercarea motoarelor

Protecția muncii cuprinde ansamblul măsurilor de tehnică a securității și de igienă a muncii având ca scop asigurarea celor mai bune condiții de lucru, prevenirea accidentelor și îmbolnăvirilor profesionale, reducerea efortului fizic, etc. la încercare, rodare și exploatarea motoarelor termice se impun o serie de măsuri specifice privitoare la unele particularități ale locurilor de muncă cum sunt degajarea de gaze toxice, căldură, zgomot, prezența combustibililor și lubrifianților care pot genera explozii și incendii.

Principale condiții de protecție a muncii ce trebuie asigurate la bancul de probe și rodaj sunt arătate în continuare.

1. Limitarea concentrației de gaze și vapori toxici din atmosferă proveniți din gazele de evacuare, combustibili și lubrifianți. Dintre aceste noxe trebuie acordată atenție în primul rând oxidului de carbon conținut în gazele de evacuare, vaporilor de mercur, hidrocarburilor din combustibili și ulei și a acroleinei rezultate din arderea uleiului.

Respectarea acestor norme se realizează printr-o ventilație corespunzătoare și prin manipularea combustibililor, în special a benzinei etilate, conform regulilor de prevenire a intoxicațiilor.

2. Prevenirea accidentelor de ordin mecanic datorate desprinderii unor piese în mișcare sau prinderii hainelor lucrătorilor. În acest scop trebuie prevăzute plasele, carcasele, paravanele, ecranele sau pereții de protecție cu rezistență corespunzătoare și bine fixate în dreptul organelor în mișcare ale motorului (ventilator, volant, cuplaj, etc.). suprafețele platformelor, podețele și treptele scărilor trebuie executate cu striații pentru a exclude alunecarea, mai ales când se varsă ulei pe aceste suprafețe.

3. Prevenirea accidentelor prin electrocutare. Toate utilajele și aparatele electrice se vor lega la pământ. Lămpile portative vor fi alimentate de la rețeaua de curent continuu de 24V, sau în lipsa acestora de la bateriile de acumulare de 12V.

4. Prevenirea exploziilor și incendiilor. Este necesar ca instalațiile de alimentare cu combustibil să fie etanșe, iar îmbinările să fie prevăzute cu garnituri rezistente la acțiunea mediului sau la temperatura de regim a motorului. De asemenea pe traseul de alimentare cu combustibil trebuie instalate robinete de siguranță în serie, în locuri accesibile. Nu se admite alimentarea manuală și nici funcționarea motoarelor dacă au loc scurgeri de combustibil. Bancul de probe trebuie prevăzut cu o instalație de evacuare a scurgerilor de lichide în afara clădirii, ferite de scânteii sau altă sursă de aprindere. În timpul încercărilor la cald, în încăperea bancului trebuie să existe materialele necesare prevenirii și stingerii incendiilor conform normelor existente. Rezervoarele generale de combustibil se vor amplasa în afara clădirii; în încăperea bancului vor fi montate numai rezervoare de capacitate sub 500 l, valoare stabilită de proiectant în funcție de regimul încercării.

5. Limitarea nivelului zgomotului și vibrațiilor. Bancul de probe se amplasează în încăperi separate, având pereții și tavanul acoperiți cu materiale fonoabsorbante (vată de sticlă acoperită cu tablă ondulată sau găurită) cu un coeficient de absorbție cât mai mare, într-o bandă largă de frecvențe (20÷15000 Hz).

Pentru nivele de zgomot $L > 65$ dB lucrătorii vor purta căști amortizoare la urechi. Pupitrul de comandă și control se amplasează într-o cameră de comandă separată, situată în imediata apropiere a bancului și care să permită o manevrare ușoară și o bună vizibilitate.

Reducerea trepidațiilor care se transmit de la motor se realizează prin montarea ramei de fixare a motorului pe o fundație elastică independentă de fundația clădirii, izolată de pardoseala încăperii.

În figura 8.1 este reprezentat schematic un banc de probe modern amenajat în boxe (celulă) separată, în acord cu normele menționate. Celula 8 este accesibilă dinspre clădirea unde este accesat bancul prin culoarul 19 și dinspre exterior. Cu ajutorul podului rulant 7 acționat electric sau manual, motorul 16 cuplat cu frâna 15 este montat pe rama de fixare 18. Acest stand de testare și cercetare dispune de fundația 13 independentă de fundația clădirii.

Alimentarea cu apă și combustibil se face de la bazinele cu nivel constant 5 plasate într-o boxă separată în partea de sus a clădirii la o înălțime de 6÷7 m, accesul fiind asigurat de scara 6. Pentru alimentarea bazinelor se prevăd electropompe montate în camere speciale în subsolul 1 al clădirii. Pompele de combustibil sunt de tip capsulat și trebuie ferite de umezeală pentru prevenirea unor eventuale incendii sau explozii.

Gazele de ardere sunt evacuate prin conducta flexibilă 11, racordată la canalul de evacuare subteran 12, care realizează transferul fluidelor într-un cămin exterior clădirii, prevăzut cu exhaustor situat la distanță corespunzătoare de amplasamentul rezervoarelor generale subterane de combustibil.

Evacuarea scurgerilor de la motorul 16 și de la frână se face prin instalația de canalizare 14. Realizarea automatizată a lucrărilor de încercare se face de la pupitrul de comandă și control 2 amplasat în camera de comandă 4. Accesul optic este asigurat prin fereastra 3.

Aerisirea și ventilarea este realizată de ventilatoarele 10 iar iluminarea se obține natural prin luminatoarele 9 și artificial prin lămpi montate pe plafonul încăperii. Atelierul dispune de încălzire și anexe sanitare (spălătoare, băi, vestiare, toalete).

Măsurile de protecție a muncii similare cu cele asigurate la bacul de probe se aplică și atelierelor pentru exploatare, întreținerea și repararea motoarelor. Se impun și măsuri deosebite, de exemplu cele privind ridicarea și manipularea motoarelor, repararea unor subansamble etc.

Ridicarea motoarelor sau a unor agregate mari trebuie executată numai cu ajutorul unor dispozitive mecanice (grindă rulantă, macara) respectând toate prescripțiile I.S.C.I.R. legarea motoarelor în vederea ridicării și transportării se face numai prin suportți speciali fixați cu minimum 4 prezoane de chiulasă sau cu centură și bulon având diametrul de 10÷30 mm.

Transportul se efectuează cu cărucioare solide. Lucrul sub autovehicul trebuie executat numai pe panouri special destinate acestui scop. Desfundarea conductelor de combustibil se face numai cu pompa.

Bancurile pentru ajustări de lagăre și piese mici trebuie să fie bine iluminate natural și artificial. Mașinile de alezat cilindri trebuie să poseze instalații corespunzătoare de ventilare pentru absorbția prafului rezultat din prelucrare.

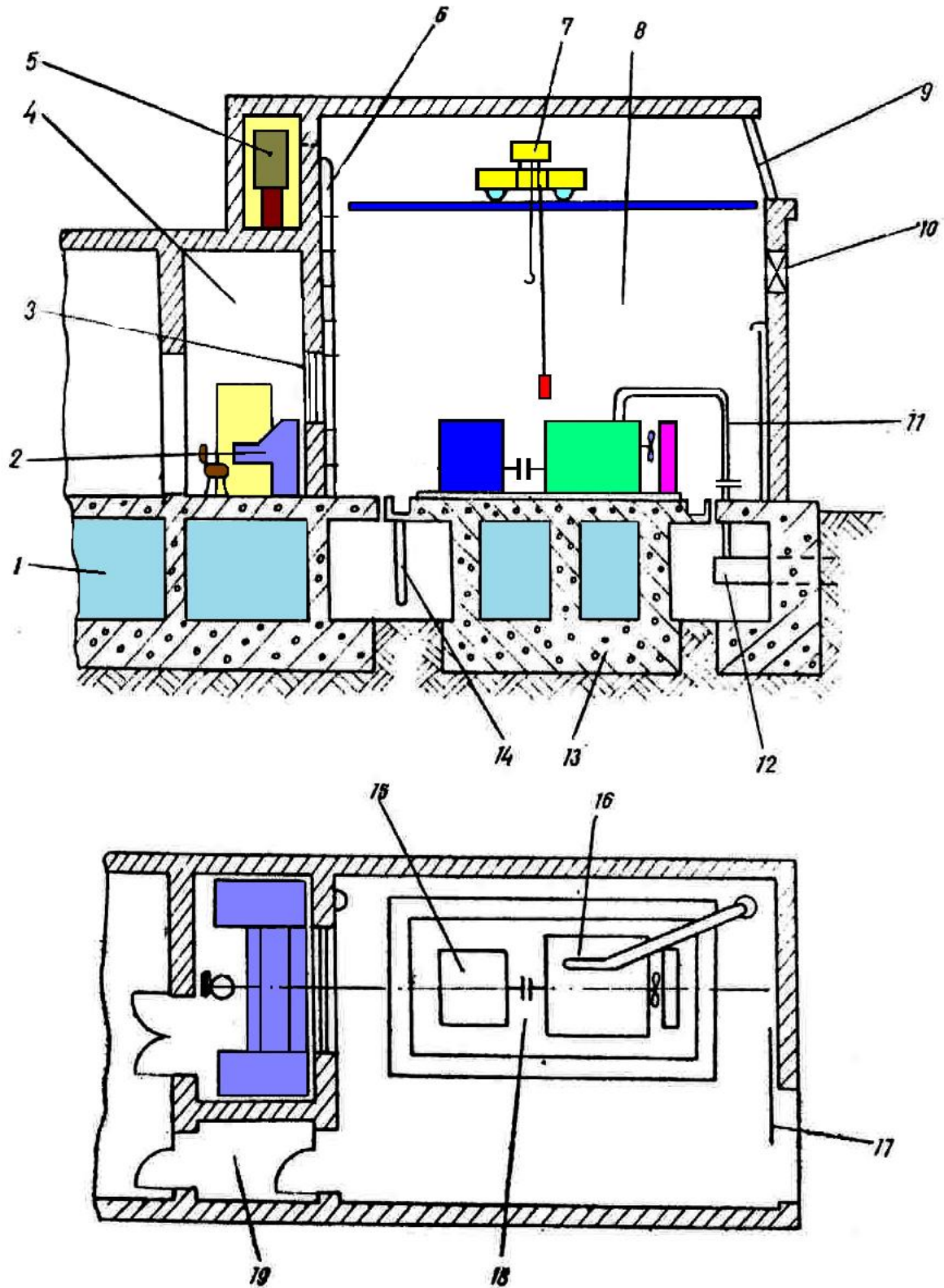


Fig. 8.1. Amenajarea standului de probe potrivit normelor de protecție a muncii

Rezervoarele se repară prin sudură numai după spălarea și umplerea lor cu apă, pentru a se evita apariția exploziilor și incendiilor.

La pornirea motorului, autovehiculul trebuie scos din viteză. În cazul pornirii la MAS, se recomandă să se reducă puțin avansul la producerea scânteii electrice; manivela se învâрте de jos în sus apăsând cu toate degetele de aceeași parte pentru a prevenii luxația mâinii în eventualitatea rotirii motorului în sens contrar sensului de funcționare.

8.2. Concluzii 8

În capitolul opt al prezentului suport de curs s-au analizat aspectele privitoare la aplicarea și dezvoltarea securității operaționale, detaliindu-se normele de tehnica securității și protecției muncii, aspectele generale privind NTSM și normele privitoare la încercarea motoarelor. S-a făcut referire la documentul normativ în care sunt specificate prevederile referitoare la protecția și securitatea muncii așa cum au fost legiferați și publicate la noi în țară. De asemenea s-au realizat trimiterile aferente către normele de prevenire și stingere a incendiilor în întreprinderile cu specific al activității în domeniul autovehiculelor. S-a arătat faptul că protecția muncii cuprinde o serie de măsuri de tehnică a securității și igienei în domeniul activității specifice din sfera automobilelor. S-au trecut în revistă principalele prevederi și condiții referitoare la protecția muncii care trebuie asigurate la standurile de probe și la cele de rodaj pentru motoarele cu ardere internă pentru autovehicule.

O măsură particulară și un grad de atenție suplimentară se acordă limitării nivelului sau emisiilor de gaze și vapori toxici din atmosferă proveniți de la gazele de evacuare, combustibili și lubrifianți. Unul dintre componentele cu impact semnificativ asupra sănătății este monoxidul de carbon, conținut în gazele de evacuare. Acest compus chimic instabil intră în reacție cu celulele roșii ale sângelui și formează carboxihemoglobina.

Se mai specifică metodele și căile prin care se pot realiza situațiile specifice prevenirii accidentelor de ordin mecanic care se pot produce din cauza mobilității pieselor sau prinderii hainelor lucrătorilor în ateliere și laboratoare. Pe de altă parte, se menționează prevederile necesare a fi aplicate în prevenirea exploziilor și incendiilor.

Modul de realizare, construcție și amplasare a standului de testare și probe trebuie să asigure limitarea nivelului de zgomot și a vibrațiilor.

În continuare se realizează o sinteză a concluziilor finale pentru întreg demersul de cercetare prezentat în suportul de curs, se subliniază contribuțiile personale la realizarea studiului, precum și perspectivele de dezvoltare a acțiunilor specifice în domeniul concret al motoarelor în doi timpi.

9. CONCLUZII. CONTRIBUȚII. PERSPECTIVE.

9.1. Concluzii și observații finale

În urma studiilor detaliate și realizate prin suportul de curs prezentat se pot formula și susține o serie de concluzii, conform ideilor prezentate în continuare.

Motoarele în doi timpi pentru automobile constituie o alternativă competitivă pentru cele în patru timpi, datorită unor avantaje caracteristice:

- sunt mai simple din punct de vedere constructiv;
- au dimensiuni și greutatea cu 20÷25% mai reduse;
- au randament efectiv superior;
- permit obținerea unei puteri precise specifice de 50 kW/dm^3 , în condițiile aspirației naturale; cercetările vizează realizarea de motoare în doi timpi supraalimentate;
- au emisii de NO_x și CO foarte mici;
- asigură un caracter dinamic specific autovehiculelor.

O problemă a motoarelor în doi timpi este aceea a vibrațiilor diferite la motorul în doi timpi față de cel în patru timpi. Pentru a diminua vibrațiile la relanti și la turații mari (5000 rot/min) elementele elastoamortizoare ale motoarelor nu au fost încă încă în totalitate optimizate. O altă problemă este cea a fiabilității ansamblului cilindru-piston. Pentru a diminua pierderile de hidrocarburi din gazele de evacuare cercetătorii de la I.F.P. studiază posibilitatea perfecționării proceselor de formare a amestecului. În acest sens ei au înlocuit ansamblul supapă-ajutaj cu o valvă rotativă. Noul motor se află încă în stadiul de prototip experimental.

9.2. Contribuții personale

Între contribuțiile proprii la realizarea acestei lucrări de studiu și cercetare privind motoarele cu ardere internă ce funcționează pe principiul ciclului operațional în doi timpi se pot enumera următoarele aspecte:

- prezentarea ideilor generale în contextul universal în care se înscrie tema abordată în studiul realizat în cadrul cursului,
- stabilirea și prezentarea scopului general, precum și a obiectivelor specifice pe care le are cercetarea realizată în cadrul cursului,
- definirea structurii generale și a conținutului de fond al cursului,
- formularea și exprimarea concluziilor parțiale după fiecare secțiune de analiză și cercetare a demersului,

- analiza detaliată a limitelor și extensibilității stadiului actual al cercetărilor și dezvoltării temeii în domeniul motoarelor cu ardere internă în doi timpi,
- evidențierea realizărilor actuale în domeniul motoarelor în doi timpi și a variantelor acestora,
- sublinierea performanțelor motoarelor în doi timpi,
- cercetarea proceselor funcționale ale motoarelor în doi timpi,
- prezentarea detaliată a soluției constructive selectată pentru studiu,
- analiza prin calcul matematic a soluției studiate,
- realizarea calculului cinematic al elementelor mobile ale mecanismului motorului în doi timpi,
- modelarea caracteristicilor deplasării pistonului,
- modelarea cinematică a vitezei pistonului,
- modelarea mișcării accelerate a pistonului,
- calculul forțelor care acționează asupra arborelui cotit,
- definirea aspectelor funcționale ale unui ciclu operațional,
- analiza prin calcul a elementelor fixe ale mecanismului motor,
- determinarea prin calcul a randamentului termic al motorului în doi timpi abordat în cadrul studiului realizat în suportul de curs,
- analiza parametrilor proceselor funcționale ale motorului studiat,
- studiul aspectelor privitoare la posibilitatea simulării motorului cu ardere internă în doi timpi,
- prezentarea aspectelor particulare privind securitatea operațională în timpul testării, utilizării și reglării motoarelor cu ardere internă, în special a celor cu funcționare în doi timpi,
- sintetizarea concluziilor finale ale cursului și a observațiilor personale privitoare la posibilitățile dezvoltării tematicii de cercetare.

Prin abordarea în mod particular a aspectelor specifice motorului cu ardere internă în doi timpi și dezvoltarea capitolelor de modelare prin calcul și simulare a diferitelor aspecte funcționale și constructive privitoare la acest tip de motoare cercetarea păstrează un caracter de autenticitate în demersul de cercetare și definire a tematicii postulate în capitolul introductiv.

Datorită faptului că o serie de aspecte interesante, precum variația specificațiilor privind alimentarea cu diferiți combustibili sau cu diferite modele de amestecuri carburant ale

acestor combustibili nu au fost luate în considerare în acest suport, se propune o trecere în revistă a perspectivelor de dezvoltare a studiului și cercetărilor inițiate cu această ocazie.

9.3. Perspective de dezvoltare ale studiului

Întrucât abordarea cercetării în cadrul unei teme deschide totdeauna o multitudine de direcții noi pentru studiul problematicii în continuare se prezintă o serie de posibilități în sensul dezvoltării tematicii analizate. De asemenea, întrucât există o serie de limite în ceea ce privește dezvoltarea modelelor motoarelor în doi timpi cu specificații și principii constructiv-funcționale diferite

Printre direcțiile de dezvoltare ale problemei studiate în cadrul suportului de curs se pot enumera următoarele:

- dezvoltarea unui program de simulare a motoarelor în doi timpi în diferite condiții de solicitare și de sarcină,
- studiul performanțelor motorului în doi timpi în cazul funcționării cu diferite tipuri de combustibili,
- analiza particularităților funcționale din punctul de vedere al performanțelor energetice și dinamice în condițiile alimentării cu biocombustibili lichizi specifici motoarelor cu aprindere prin scânteie,
- analiza performanțelor dinamice în diferite condiții de formare a amestecului carburant,
-

BIBLIOGRAFIE

1. Apahidean, B., Mreneș, M., *Combustibili și teoria proceselor de ardere*, U.T. Pres, Cluj-Napoca, 1997.
2. Bățaș, N., *Motoare cu ardere internă*, Lucrări practice, Lito IPC-N, 1970.
3. Bejan, A., *Termotehnică tehnică avansată*, Editura Tehnică, București, 1996.
4. Gabriel, Gh., *Măsurarea debitelor de fluide*, Editura Tehnică, București, 1978.
5. Garrett T.K., Newton K., Steeds W., *The Motor Vehicle*, Reed Educational and Professional Publishing Ltd-Reed Elsevier, 2001.
6. Ghia, V., *Recuperatoare și regeneratoare de caldură*, Editura Tehnică, București, 1966.
7. Grünwald, B., *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*, E.D.P., București, 1980.
8. Heisler H., *Advanced Engine Technology*, SAE International, 1995.
9. Hodor, V., *Utilizarea energiei termice produse prin combustie*, Ed. Cărții de Știință, Cluj-Napoca, 1998.
10. Iliciu, N., Ivanovici, Gh., *Memorator de metrologie*, Vol. I și II, Editura Tehnică, București, 1965.
11. Kuzman, R., *Tabele și diagrame termodinamice*, Editura Tehnică, București, 1978.
12. Mădărășan, T., Apahidean, B., Ghiran, I., Teborean, I., Dreve, M., Russu, S., Campianu, N., *Termotehnică și mașini termice*, Vol. I și II, Lito. UTC-N, Cluj-Napoca, 1992.
13. Mădărășan, T., Apahidean, B., Ghiran, I., Teborean, I., Dreve, M., *Termotehnică și mașini termice*, Lucrări de laborator, Lito IPC-N, Cluj-Napoca, 1986.
14. Murin, G.A., *Măsurări termotehnice*, Editura energetică de stat, București, 1954.
15. Negrea, V.D., *Motoare cu ardere internă*, Procese. Economicitate. Poluare, Vol. I, Editura Sedona, Timișoara, 1997.
16. Penescu, T., Petrescu, V., *Măsurarea presiunilor în tehnică*, Editura Tehnică, București, 1968.

17. Popa, B., s.a., *Termotehnică și mașini termice*, Lucrări de laborator, E.D.P., București, 1967.
18. Preobrajenski, V.P., *Măsură și aparate de măsurat termotehnice* (trad.din lb. rusă), Editura Tehnica, București, 1960.
19. Vlădeș, I., *Tratat de termodinamică tehnică și transmiterea căldurii*, E.D.P., București, 1974.
20. Popa B., Bățaș N., Căzilă, Aurica, *Motoare pentru autovehicule*, Dacia, Cluj-Napoca, 1982
21. Rakoși E., Roșca R., Manolache Gh., *Bazele alimentării prin injecție de benzină a motoarelor de automobil*, Editura "Politehnicum" Iasi, 2005.
22. Rakoși E., Roșca R., Manolache Gh., *Ghid de proiectare a motoarelor de automobil*, Editura "Politehnicum" Iasi, 2004.
23. Roșca R., Rakoși E., Manolache Gh, Roșu V., *Elemente de tehnologia autovehiculelor*, Editura "Politehnicum" Iași, 2005.
24. Roskilly, A.P., Mikalsen, R., *The design and simulation of a two stroke free-piston compression ignition engine for electrical power generation*, Elsevier, Science Direct, 2007.
25. Teborean, I., Mădărășan, T., *Agenți termodinamici și mașini termice*, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1999.
26. Vezeanu, P., Pătrașcu, St., *Măsurarea temperaturilor în tehnică*, Editura Tehnică, București, 1968.
27. * * *, Colecția STAS.
28. * * *, *Wärmeatlas*, Düsseldorf, V.D.I. 1963.