

ACADEMIA NAVALA
„Mircea cel Bătrân”

CATEDRA MOTOARE SI MASINI NAVALE

Alexandru Dragalina

CALCULUL TERMIC
al
MOTOARELOR DIESEL NAVALE

— îndrumar de proiectare —

Constanța
1992

C U P R I N S

Prefața	3
Cap. 1. CONSIDERATII PRELIMINARE	11
Cap. 2 ALEGEREA PARAMETRILOR INITIALI DE CALCUL	13
2.1. Puterea efectivă	17
2.2. Numărul de timpi	17
2.3. Turația	18
2.4. Numărul de cilindri	19
2.5. Compoziția procentuală a combustibilului	19
2.6. Puterea calorifică inferioară a combustibilului	21
2.7. Presiunea mediului ambiant	21
2.8. Temperatura mediului ambiant	22
2.9. Presiunea de supraalimentare	22
2.10. Presiunea din colectorul de baleiaj	22
2.11. Presiunea de evacuare	22
2.12. Coeficientul de scădere a presiunii de admisie	23
2.13. Temperatura gazelor arse reziduale	23
2.14. Încălzirea aerului în contact cu motorul	24
2.15. Răcirea intermediară a aerului de supraalimentare	24
2.16. Coeficientul de exces de aer	24
2.17. Coeficientul gazelor arse reziduale	25
2.18. Coeficienții de utilizare a căldurii	25
2.19. Coeficientul de rotunjire a diagramei indicate	26
2.20. Coeficientul cursei utile	26
2.21. Randamentul mecanic	27
2.22. Raportul de comprimare	27
2.23. Raportul dintre raza manivelei și lungi- nea bielei	28
2.24. Raportul cursă/aleza	28

2.25. Ungăria de avans la injecție	28
2.26. Ungăria de corecție a duratei arderii	29
2.27. Raportul politropic al comprimării în sufletă	29
Cap. 3. CALCULUL PROCESULUI DE ADMISIE	30
Cap. 4. CALCULUL PROCESULUI DE COMPRESIE	30
Cap. 5. CALCULUL PROCESULUI DE ARDERE ISOOCORĂ	43
Cap. 6. CALCULUL PROCESULUI DE ARDERE ISOBARĂ	53
Cap. 7. CALCULUL PROCESULUI DE DESTINDERE	58
Cap. 8. DETERMINAREA PARAMETRILOR INDICATI, EFECTIVI SI CONSTRUCTIVI	63
Anexa 1. EXEMPLU DE CALCUL TERMIC	82
I. Parametrii constructiv-funcționali ai motorului de referință	82
II. Alegerea parametrilor inițiali de calcul	84
III. Calculul procesului de admisie	86
IV. Calculul procesului de comprimare	91
V. Calculul procesului de ardere izocoră	93
VI. Calculul procesului de ardere izobară	97
VII. Calculul procesului de destindere	99
VIII. Determinarea parametrilor indicați, efectivi și constructivi	102
IX. Funcționarea motorului cu combustibil greu	110
Anexa 2. CU PRIVIRE LA UNITATILE DE MASURA	116
Anexa 3. PROPRIETATI FUNDAMENTALE ALE COMPONENTELOR FLUIDULUI MOTOR	120
Bibliografie	124

LISTA PRINCIPALELOR NOTATII UTILIZATE
IN LECURARE

Alfabetul latin

- $a_{em}(k)$ - coeficient al căldurii specifice medii molare a fluidului motor (fluidului "k");
- A - aria diagramei indicate a ciclului de funcționare;
- $b_{em}(k)$ - coeficient al căldurii specifice medii molare a fluidului motor (fluidului "k");
- B - lățimea maximă a motorului;
- c - participația procentuală a carbonului în combustibil;
- $c_i(e)$ - consumul specific indicat (efectiv) de combustibil;
- $c_{em}(k)$ - căldura specifică medie molară a fluidului motor (fluidului "k");
- $C_L; C_H; C_E; C_G$ - coeficienții dimensiunilor de gabarit ale motorului;
- D - diametrul cilindrului (alezajul);
- E - adâncimea maximă a motorului (de la axa de rotație);
- G - cantitatea de combustibil arde în cilindru;
- h - participația procentuală a hidrogenului în combustibil;
- H - înălțimea maximă a motorului (de la axa de rotație);
- i - numărul de cilindri;
- i_{kT_x} - entalpia specifică a fluidului "k" la temperatura T_x ;
- $I_{em,j}$ - entalpia fluidului motor în starea "j";
- ID - indicele de baleiaj;
- k - coeficientul de similitudine;
- $L; L_t$ - cantitatea de aer (reală și teoretică) necesară arderii complete a combustibilului;
- $L_i(e)$ - lucrul mecanic indicat (efectiv);
- L_b - lungimea bielei;
- L_{tot} - lungimea totală a motorului;
- $M_{em,j}$ - masa fluidului motor în starea "j";
- M_k - masa moleculară a fluidului "k";
- n - turația motorului;

- $n_{c(d)}$ - exponentul mediu politropic al comprimării (destinderii);
- n_s - exponentul politropic al comprimării în suflantă;
- o - participația procentuală a oxigenului în combustibil;
- O_t - cantitatea teoretică de oxigen necesară arderii complete a combustibilului;
- Q - cantitatea de căldură;
- $Q_i(s)$ - puterea calorică inferioară (superioară) a combustibilului;
- p_j - presiunea fluidului motor în starea "j";
- P_o - presiunea mediului ambiant;
- P_s - presiunea de supraalimentare;
- P_{bol} - presiunea din colectorul de baleiaj;
- P_{ev} - presiunea de evacuare;
- $P_i(e)$ - presiunea medie indicată (efectivă);
- $P_i(e)$ - puterea indicată (efectivă);
- P_{cil} - puterea pe cilindru;
- P_{so} - puterea specifică de arie a pistonului;
- P_{sv} - puterea specifică volumică (puterea litrică);
- r - participația procentuală a reziduurilor în combustibil;
- R - raza manivelei;
- R_{oer} - constanta caracteristică a aerului;
- $R_{oim,j}$ - constanta caracteristică a fluidului motor în starea "j";
- \bar{R} - constanta caracteristică universală;
- s - participația procentuală a sulfului în combustibil;
- S - cursa pistonului;
- S_u - cursa utilă a pistonului;
- T_j - temperatura fluidului motor în starea "j";
- T_o - temperatura mediului ambiant;
- T_{oer} - temperatura aerului de admisie;
- T_s - temperatura aerului la ieșirea din suflantă;
- T_r - temperatura gazelor arse reziduale;
- ΔT - încălzirea fluidului motor în contact cu motorul;
- ΔT_{rac} - răcirea intermediară a aerului de supraalimentare;
- u_{kT_k} - energia internă specifică a fluidului "k" la temperatura T_k ;

$U_{om,j}$ - energia internă a fluidului motor în starea "j";
 v_{mp} - viteza medie a pistonului;
 V_j - volumul ocupat de fluidul motor în starea "j";
 $V_s(t)$ - cilindreea unitară (totală);
 w - participația procentuală a apei în combustibil.

Alfabetul grec

α - coeficientul de exces de aer;
 β - avansul la injecție;
 δ_r - coeficientul gazelor arse reziduale;
 δ - raportul de destindere;
 ξ - raportul de comprimare;
 ξ_0 - coeficientul de scădere a presiunii de admisie;
 η_m - randamentul mecanic;
 $\eta_{i(e)}$ - randamentul indicat (efectiv);
 θ - unghiul de rotație corespunzător duratei totale a arderii;
 θ_v - unghiul de rotație corespunzător arderii izocore;
 λ_d - raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei;
 λ_v - coeficientul de umplere (randamentul volumetric);
 λ_p - raportul de creștere a presiunii;
 $\nu_{k(rk)}$ - cantitatea molară (reziduală) de fluid "k";
 ν_{sol} - gradul de solicitare a motorului;
 $\bar{L}_{v(p)}$ - coeficientul de utilizare a căldurii la volum (presiune) constant(ă);
 \bar{L}_0 - unghiul de corecție a duratei arderii;
 ρ - raportul de destindere prealabilă;
 ρ_{aer} - densitatea aerului;
 σ - raportul de scădere a presiunii;
 τ - numărul de timpi ai ciclului de funcționare;
 τ_{00} - întârzierea la autoaprindere a combustibilului;
 φ_r - coeficientul de rotunjire a diagramei indicate;
 ψ_u - coeficientul cursei utile;
 ψ_d - raportul cursă/alezaj;

ω - viteza unghiulară de rotație.

Notă: - indicele "j" are următoarele semnificații: a; b; c; y; z; inj.

- indicele "k" are următoarele semnificații: aer, CO₂; H₂O;
SO₂; O₂; N₂.

- CAPITOLUL 1 -

CONSIDERATII PRELIMINARE

Prin calculul termic al motoarelor diesel navale se urmărește determinarea mărimilor de stare ale fluidului motor în evoluția sa în cadrul ciclului de funcționare. Cu ajutorul acestor mărimi se poate trasa diagrama indicată a ciclului de funcționare, pe baza căreia se pot determina principalele mărimi caracteristice ale unui motor: parametrii indicați și efectivi, principalele dimensiuni constructive, puterea și economicitatea motorului, precum și forțele care acționează asupra pieselor motorului.

După procedeul de calcul utilizat, se deosebesc metode analitice și metode grafice, bazate pe diagrame termodinamice.

În prezenta lucrare este prezentată metoda analitică bazată pe determinarea variațiilor energiilor interne și ale entalpiilor fluidului motor pe parcursul ciclului de funcționare. Calculul se desfășoară utilizând următoarele ipoteze simplificatoare:

1) fluidul motor este alcătuit dintr-un amestec de gaze semi-ideale, care respectă ecuația universală de stare a gazelor:
 $pV = nRT$;

2) ciclul de funcționare (fig.1) este format din evoluții cunoscute din punct de vedere termodinamic (transformări politropice, izocore, izobare);

3) în fiecare ciclu de funcționare arde complet cantitatea de un kilogram de combustibil - diagrama indicată astfel obținută este similară cu cea reală, pe baza acestei similitudini rezultând și parametrii reali ai motorului;

4) arderea combustibilului se desfășoară parțial izocor, parțial izobar (procesele "c-y" și, respectiv, "y-z" din figura 1);

5) comprimarea și destinderea reprezintă transformări politropice cu exponenți constanți (procesele "a-c" și, respectiv, "z-b" din figura 1);

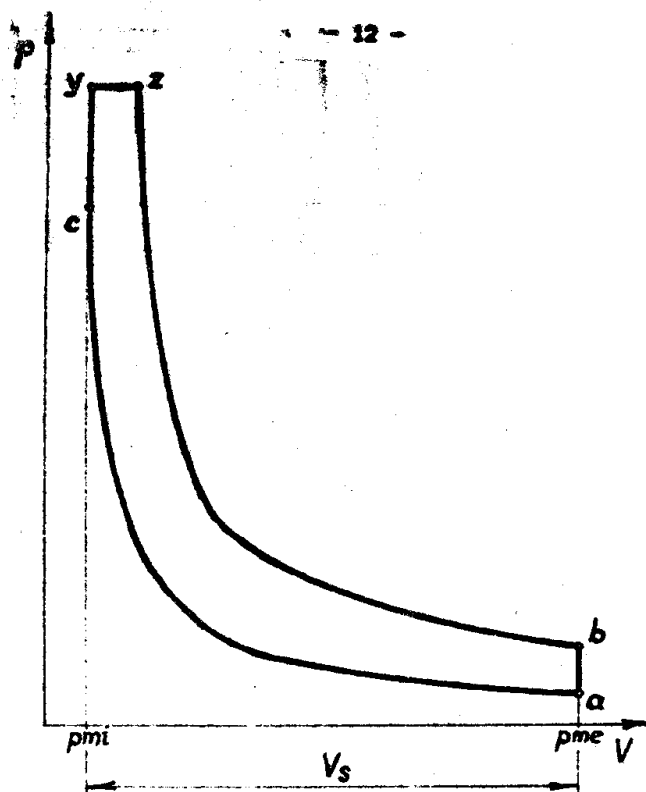


Fig. 1. Diagrama indicată teoretică a ciclului de funcționare

6) modificarea compoziției chimice a fluidului motor prin arderea combustibilului se realizează instantaneu la începutul arderilor izocoră și, respectiv, izobară (stările "c" și, respectiv, "y" din figura 1);

7) procesul de admisie a fluidului proaspăt lipsește din cadrul ciclului de funcționare, considerându-se că admisia se realizează instantaneu la începutul comprimării (starea "a" din figura 1);

8) evacuarea gazelor arse reprezintă un proces izocor de cedare de căldură mediului înconjurător (procesul "b - a" din figura 1).

Cu ajutorul acestor ipoteze simplificatoare, calculul termic se desfășoară în următoarele etape:

- alegerea parametrilor inițiali de calcul;
- calculul procesului de admisie;
- calculul procesului de comprimare;

- calculul procesului de ardere izocoră;
- calculul procesului de ardere izobară;
- calculul procesului de destindere;
- determinarea parametrilor indicați, efectivi și constructivi ai motorului.

Alegerea parametrilor inițiali de calcul se face în funcție de caracteristicile tehnice ale motorului de referință și de proprietățile fizico-chimice ale combustibilului utilizat. O parte însemnată din parametrii inițiali de calcul nu este indicată însă în documentațiile tehnice ale motoarelor. De aceea, în funcție de caracteristicile de bază ale motorului (număr de timpi, turație, tipul admisiei ș.a.), acești parametri se adoptă în funcție de valorile experimentale indicate în literatura de specialitate. În cadrul lucrării sint prezentate, pentru fiecare parametru în parte, valori orientative ce pot fi adoptate. Intervalele de valori indicate constituie rodul consultării lucrărilor de specialitate menționate în materialul bibliografic și a documentațiilor tehnice ale motoarelor diesel navale existente în flotele militară și civilă.

În cadrul calculelor proceselor ciclului de funcționare se urmărește determinarea mărimilor de stare (presiune, volum, temperatură) ale fluidului motor în punctele caracteristice ale ciclului, precum și a altor mărimi specifice proceselor respective.

În final, se determină parametrii indicați și efectivi, trăsându-se diagrama indicată a ciclului de funcționare. Trasearea se realizează pe baza similitudinii dintre ciclul teoretic în care se arde un kilogram de combustibil și ciclul real de funcționare. De asemenea, se stabilesc și principalele dimensiuni constructive ale motorului.

Calculul termic are un caracter iterativ. În cadrul calculelor proceselor funcționale, valorile mărimilor de stare ale fluidului motor se compară cu valorile uzuale, indicate pe parcursul lucrării. Totodată, valorile parametrilor indicați, efectivi și constructivi se compară cu cele ale motorului de referință. În situația în care se constată diferențe între mărimile menționate, calculul trebuie reluat cu alte valori ale parametrilor inițiali. Evident, numărul de încercări depinde de corectitudinea acestor alegeri, de

corectitudinea calculelor numerice efectuate, precum și de nivelul cunoștințelor teoretice asimilate de către student în acest domeniu și de experiența acumulată în această activitate.

Algoritmul de calcul prezentat oferă posibilitatea asigurării unei precizii ridicate a determinărilor mărimilor caracteristice. Aceasta se realizează atât prin indicațiile metodologice prezentate, cât și prin menționarea unor metode analitice care pot înlocui metodele grafice de determinare utilizate în algoritmul "clasic" de determinare.

Cu ajutorul informațiilor cuprinse în anexa 2, valorile calculate pot fi exprimate și în Sistemul Tehnic, ele putând fi comparate cu cele indicate în documentațiile tehnice ale motoarelor, documentații care utilizează, cu precădere, acest sistem de unități de măsură.

- CAPITOLUL 2 -

ALEGEREA PARAMETRIILOR INITIALI DE CALCUL

Pentru determinarea mărimilor de stare ale fluidului motor pe parcursul ciclului de funcționare, este necesară adoptarea inițială a valorilor unor parametri specifici. Această alegere se efectuează în funcție de caracteristicile motorului (modul de aprindere a combustibilului, numărul de timpi, tipul admisiei încălzite, turația ș.a.), pe baza valorilor experimentale indicate în literatura de specialitate.

În următorul tabel sînt prezentați toți parametrii necesari a fi adoptați pentru efectuarea unui calcul termic:

- Tabelul 1 -

PARAMETRII INITIALI AI CALCULULUI TERMIC

Nr. crt.	Parametrul	Simbol	U.M.
1	2	3	4
1.	Puterea efectivă (necesar a fi realizată)	P_{ec}	kW
2.	Numărul de timpi	τ	-
3.	Turația	n	rot/min
4.	Numărul de cilindri	i	-
5.	Compoziția procentuală a combustibilului		
	- carbon	c	%
	- hidrogen	h	%
	- sulf	s	%
	- oxigen	o	%
	- apă	w	%
6.	Puterea calorifică inferioară a combustibilului	Q_i	kJ/kg
7.	Presiunea mediului ambiant	p_o	Pa
8.	Temperatura mediului ambiant	T_o	K
9.	Presiunea de supraalimentare*	p_s	Pa

1	2	3	4
10.	Presiunea din colectorul de baleiaj**	P_{bol}	Pa
11.	Presiunea de evacuare***	P_{ev}	Pa
12.	Coeficientul de scădere a presiunii de admisie	ξ_a	-
13.	Temperatura gazelor arse reziduale (valoarea estimată)	T_r	K
14.	Încălzirea aerului în contact cu motorul	ΔT	K
15.	Răcirea intermediară a aerului de supraalimentare*	$\Delta T_{r\acute{a}c}$	K
16.	Coeficientul de exoes de aer	α	-
17.	Coeficientul gazelor arse reziduale	f_r	-
18.	Coeficienții de utilizare a căldurii:		
	- la volum constant	ξ_v	-
	- la presiune constantă	ξ_p	-
19.	Coeficientul de rotunjire a diagramei indicate	φ_r	-
20.	Coeficientul cursei utile**	Φ_u	-
21.	Rendamentul mecanic	η_m	-
22.	Raportul de comprimare	ε	-
23.	Raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei	λ_d	-
24.	Raportul cursă/alezaj	ψ_d	-
25.	Unghiul de avans la injecție	β	grd.RAC
26.	Unghiul de corecție a duratei arderii	ξ_θ	grd.RAC
27.	Exponentul politropic al comprimării în suflantă	n_s	-

Observații: * pentru motoarele supraalimentate ($\Delta T_{r\acute{a}c}$ se va adopta numai în cazul existenței răcirii intermediare);

** pentru motoarele în doi timpi (p_b se va adopta doar în cazul admisiei naturale);

*** pentru motoarele în patru timpi.

În continuare, sînt prezentate unele indicații privind modul de alegere a fiecărui parametru inițial, cu mențiunea că limitele experimentale prezentate în fiecare caz în parte sînt orientative. Există așadar situații în care valoarea unora dintre parametri nu se încadrează între aceste limite, în funcție de particularitățile constructiv-funcționale ale motorului studiat.

2.1. Puterea efectivă

Motorul cu ardere internă consumă o parte din lucrul mecanic dezvoltat în cilindri pentru învingerea rezistențelor interne (consumul propriu de lucru mecanic), determinate de antrenarea sistemelor auxiliare, de frecarea mecanică dintre suprafețele în mișcare relativă și de frecarea gazodinamică dintre fluidul motor și organele de distribuție, camera de ardere, piston, cilindru și chiulasă. De aceea, puterea efectivă P_e (disponibilă pentru consumator) este mai mică decît cea dezvoltată prin arderea combustibilului (puterea indicată P_i).

De regulă, acest parametru este impus prin tema de proiectare (rezultat al destinației motorului), în următoarele limite:

- motoare de putere mică: $P_e < 75 \text{ kW}$ (100 CP);
- motoare de putere mijlocie: $P_e = 75 \dots 750 \text{ kW}$ (100 ... 1000 CP);
- motoare de putere mare: $P = 750 \dots 7500 \text{ kW}$ (1000 ... 10000 CP);
- motoare de putere foarte mare: $P > 7500 \text{ kW}$ (10000 CP).

2.2. Numărul de timpi

Partea din ciclul motor care se efectuează într-o cursă a pistonului se numește timp. Un motor care efectuează un ciclu complet în patru curse se numește motor în patru timpi; dacă ciclul se execută în două curse, se numește motor în doi timpi. Se observă că pentru efectuarea unui ciclu motor, la motoarele în patru timpi sînt necesare două rotații ale arborelui cotit, iar la motoarele în doi timpi o singură rotație.

Numărul de timpi reprezintă, de astfel, unul dintre criteriile importante de clasificare a m.a.i.

Cele două clase în care se grupează motoarele conform acestui criteriu - motoare în patru sau doi timpi - sînt marcate la rîndul lor de deosebiri esențiale sub aspect constructiv (motoare cu sau fără mecanism de distribuție, supraalimentate sau cu admisie naturală, cu sau fără cap de cruce etc.), funcțional (particularitățile schimbului de gaze, nivelul termic al organelor în contact cu gazele fierbinți etc.), precum și al indicilor de performanță (putere litrică, masă raportată etc.).

2.3. Turația

Numărul de rotații efectuate de arborele cotit într-un minut se numește viteză de rotație, turația arborelui cotit, turația motorului sau, pe scurt, turație. Se notează cu n și se măsoară în rotații pe minut.

Alături de puterea efectivă, turația n este un parametru foarte important al motorului pentru consumatori. De exemplu, pentru motoarele care acționează generatoare de curent alternativ cu o frecvență de 50 Hz, turația trebuie să corespundă următoarelor valori:

- Tabelul 2 -

TURATIA MOTOARELOR AUXILIARE IN FUNCTIE DE NUMARUL DE POLI
AL GENERATORULUI

Nr. poli	Turația [rot/min]	Nr. poli	Turația [rot/min]
1	3000	8	375
2	1500	10	350
3	1000	12	250
4	750	18	167
6	500	20	150

În cazul motoarelor de propulsie, care acționează elici cu pas fix, influența turației n asupra condițiilor de lucru ale elicei este, de asemenea, foarte importantă.

Turația n , împreună cu cursa pistonului S , determină viteza medie a pistonului

$$v_{mp} = Sn/30 \text{ [m/s]}.$$

De aceea, motoarele de dimensiuni și puteri mari se caracterizează prin cele mai mici turații. În funcție de viteza medie a pistonului, motoarele se împart în:

- motoare lente: $v_{mp} < 6,5 \text{ m/s}$;
- motoare de turație medie (semirapide): $v_{mp} = 6,5 \dots 10 \text{ m/s}$;
- motoare rapide: $v_{mp} > 10 \text{ m/s}$.

În cazul construcțiilor recente de motoare diesel navale se utilizează curse mari ale pistonelor (motoarele cu cursă lungă și superlungă, având $S > 1,5 \cdot D$). În această situație se admite: $v_{mp} = 6,0 \dots 10 \text{ m/s}$ pentru motoarele lente și $v_{mp} = 7,5 \dots 12 \text{ m/s}$ pentru cele semirapide și rapide.

2.4. Numărul de cilindri

Alegerea numărului de cilindri depinde de puterea efectivă a motorului. De obicei, pentru motoarele cu aprindere prin comprimare, se înregistrează valorile:

- pentru motoare de putere redusă: $i = 1 \dots 6$;
- pentru motoare de putere medie: $i = 4 \dots 8$;
- pentru motoare de putere mare: $i = 6 \dots 18$.

Foarte rar, pentru obținerea unor puteri mari și în cazul unor prescripții severe în privința greutateii și gabaritului, se utilizează și valori i mai mari. În cazul numărului mare de cilindri se rezolvă mai ușor problemele de echilibrare și de uniformizare a vitezei de rotație. Trebuie menționat însă că așezarea în linie a mai mult de zece cilindri nu este indicată din cauza echilibrării "interioare" defectuoase (rigiditatea insuficientă a carterului sau a ramei de fundație în plan longitudinal) și din cauza vibrațiilor torsionale ale arborelui cotit. De regulă, în cazul unui număr mai mare de șase cilindri, se utilizează dispuneri "speciale" ale cilindrilor (în V, în stea, în evantai, cu cilindrii opuși etc.).

2.5. Compoziția procentuală a combustibilului

Combustibilii utilizați în motoarele cu ardere internă sînt exclusiv de origine petrolieră. Ei reprezintă amestecuri complexe de hidrocarburi, care conțin și cantități variabile, dar reduse, de compuși cu oxigen, azot și sulf, precum și urme de compuși cu sodiu, potasiu, fier, nichel și vanadiu.

Proprietățile combustibililor se definesc printr-un număr de caracteristici standardizate care se grupează în trei clase:

a) caracteristici care definesc proprietățile combustibilului determinante pentru procesele de pulverizare, vaporizare, autoaprindere și ardere (compoziția fracționată, presiunea de vapori, densitatea, vâscozitatea, tensiunea superficială, cifra octanică, cifra cetanică, indicele diesel, indicele de cocs, puterea calorică);

b) caracteristici care definesc proprietățile combustibilului determinante pentru uzura motorului (aciditatea minerală și alcalinitatea, aciditatea organică, conținutul de sulf, efectul de coroziune asupra lamei de cupru, impuritățile mecanice, conținutul de apă, conținutul de cenușă);

c) caracteristici determinante pentru transportul, depozitarea și distribuția combustibilului (gumele conținute, perioada de inducție, cifra de iod, punctul de congelare, temperatura de tulburare, punctul de inflamabilitate, culoarea).

Compoziția chimică a combustibililor este extrem de variată. Orientativ, în tabelul 3 sînt prezentate compozițiile unor combustibili pentru m.a.i.

- Tabelul 3 -

COMPOZIȚIA PROCENTUALĂ A UNOR COMBUSTIBILI

Combustibilul	Compoziția [%]					
	carbon	hidrogen	oxigen	apă	sulf	reziduuri
Benzină	85,4	14,2	0,4	-	-	-
Petrol	86	13,7	0,3	-	-	-
Motorină	85,7	13,3	1	-	-	-
Diesel marin	87	12,4	0,6	-	-	-
Păcură	84	11	1	1	3	-
Păcură	86	12	2	-	-	-
Combustibil greu	87,9	7	1	0,75	3	0,35

2.6. Puterea calorifică inferioară a combustibilului

Prin ardere se degajă energia chimică conținută în combustibil. Căldura degajată în exterior prin arderea completă a unității de cantitate (kg, kmol, m³) de substanță combustibilă se numește căldură de reacție. Aceasta depinde de natura combustibilului și de condițiile de presiune, temperatură și volum în care s-a desfășurat reacția. Căldura de reacție precizată de presiunea constantă de 760 torri și temperatura constantă de 0 grade Celsius se numește putere calorifică.

Cînd puterea calorifică include și căldura de vaporizare, se numește putere calorifică superioară Q_s . În m.a.i., produsele de ardere se evacuează la o temperatură superioară temperaturii de condensare a vaporilor de apă, și, de aceea, prin ardere se degajă mai puțină căldură decît Q_s . Dacă se scade din Q_s căldura de vaporizare a apei, se obține puterea calorifică inferioară Q_i . În funcție de tipul combustibilului, acest parametru înregistrează următoarele valori:

- benzină: $Q_i = 43520 \dots 43950$ kJ/kg (10400...10500 kcal/kg);
- petrol: $Q_i = 43110$ kJ/kg (10300 kcal/kg);
- motorină: $Q_i = 41850 \dots 42275$ kJ/kg (10000...10100 kcal/kg);
- combustibil diesel marin: $Q_i = 38500 \dots 40180$ kJ/kg
(9200...96000 kcal/kg);
- păcură: $Q_i = 38500 \dots 39760$ kJ/kg (9200...9500 kcal/kg);
- combustibil greu: $Q_i = 36830 \dots 38500$ kJ/kg (8800...
.....9200 kcal/kg).

Puterile calorifice inferioare se determină prin formule de calcul care țin seama de compoziția chimică a combustibilului. Pentru calculele termice, formula lui D.I. Mendeleev dă valori satisfăcătoare:

$$Q_i = 340,13c + 1256h - 109 \cdot (o-s) - 25,19 \cdot (9 \cdot h + w) \text{ [kJ/kg] ,}$$

c, h, o, s și w fiind fracțiunile masice de carbon, hidrogen, oxigen, sulf și apă din combustibil (în procente).

2.7. Presiunea mediului ambiant

În cazul motoarelor navale, presiunea mediului ambiant este presiunea atmosferică la nivelul mării:

$$p_0 = 1 \text{ atm} = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Pa} = 1,03323 \text{ kgf/cm}^2.$$

Pentru unitățile de măsură ale presiunii se pot consulta datele din anexa 2.

2.8. Temperatura mediului ambiant

Pentru motoarele de la bordul navelor maritime și fluviale, temperatura mediului ambiant T_0 depinde de anotimp, zona de navigație, momentul zilei, condițiile de ventilație ale compartimentului mașini etc. În funcție de aceste date, temperatura T_0 se poate adopta în limitele:

$$T_0 = 288 \dots 323 \text{ K } (15 \dots 50^\circ\text{C}).$$

2.9. Presiunea de supraalimentare

Puterea motorului este proporțională cu consumul orar de fluid proaspăt. Se poate obține sporirea consumului orar de fluid proaspăt, la aceeași turație și cilindree, prin mărirea densității acestuia. Creșterea densității se obține prin intermediul suflantei care comprimă aerul din mediul ambiant de la presiunea p_0 la presiunea de supraalimentare p_s .

În funcție de agregatul de supraalimentare utilizat, supraalimentarea poate fi:

- joasă: $p_s = (1,2 \dots 1,6) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- medie: $p_s = (1,3 \dots 2,0) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- înaltă: $p_s = (2,0 \dots 4,0) \cdot 10^5 \text{ Pa}$ și peste.

2.10. Presiunea din colectorul de baleiaj

În cazul motoarelor în doi timpi cu admisie naturală, introducerea în cilindru a fluidului proaspăt se realizează cu ajutorul unei pompe de baleiaj. Aceasta asigură o presiune p_{bal} superioară celei atmosferice:

- la motoarele lente: $p_{bal} = (1,10 \dots 1,25) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- la motoarele rapide: $p_{bal} = (1,25 \dots 1,50) \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

2.11. Presiunea de evacuare

Presiunea din colectorul gazelor de evacuare p_{ev} poate fi determinată prin calcul, plecând de la rezistențele gazodinamice ale sistemului de evacuare al motorului.

Pentru calculele preliminare, se poate considera, în conformitate cu datele experimentale, că presiunea p_{ev} are următoarele valori:

- pentru motoare în patru timpi, cu admisie naturală, lente: $p_{ev} = (1,02 \dots 1,06) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- pentru motoare în patru timpi, cu admisie naturală, rapide: $p_{ev} = (1,05 \dots 1,15) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- pentru motoare în doi timpi, cu admisie naturală, $p_{ev} = (0,8 \dots 0,9) p_{bal}$;
- pentru motoare în patru și doi timpi, supraalimentate: $p_{ev} = (0,7 \dots 0,9) \cdot p_s$.

2.12. Coeficientul de scădere a presiunii de admisie

Datorită rezistențelor gazodinamice ale sistemului de admisie, presiunea fluidului proaspăt la intrarea în cilindru p_a este mai mică decât presiunea avută inițial (p_o , p_s sau p_{bal}). Raportul dintre cele două presiuni (la intrarea în cilindru și inițială) reprezintă coeficientul de scădere a presiunii de admisie ξ_a , avînd următoarele valori uzuale:

- la motoarele în patru timpi, cu admisie naturală:
 $\xi_a = p_a / p_o = 0,75 \dots 0,90$;
- la motoarele în doi timpi, cu admisie naturală:
 $\xi_a = p_a / p_{bal} = 0,85 \dots 0,95$;
- la motoarele în patru și doi timpi, supraalimentate:
 $\xi_a = p_a / p_s = 0,88 \dots 0,96$.

2.13. Temperatura gazelor arse reziduale

Temperatura gazelor arse reziduale T_r depinde de următorii factori: raportul de comprimare; sarcina motorului; turația motorului. Cu cît ϵ este mai mare, cu atît gradul de destindere a gazelor va fi mai mare, ceea ce conduce la reducerea temperaturii T_r . Creșterea sarcinii și turației provoacă creșterea temperaturii pereților cilindrilor, ceea ce conduce la mărirea temperaturii T_r .

Temperatura gazelor arse reziduale T_r , pentru calculele preliminare, se poate considera

$$T_r = 600 \dots 900 \text{ K.}$$

Eroarea de apreciere a valorii T_r influențează puțin temperatura fluidului proaspăt la sfîrșitul admisiei, datorită proporției reduse a gazelor arse reziduale în compoziția fluidului proaspăt.

Valoarea adoptată va fi verificată în finalul calculului termic, urmărindu-se astfel corectitudinea calculelor efectuate (capitolul 7).

2.14. Încălzirea aerului în contact cu motorul

La sfârșitul procesului de admisie, temperatura încărcăturii proaspete este mai mare decât temperatura mediului înconjurător, datorită următoarelor cauze:

- transferul de căldură de la pereții ^{galeriei} de admisie la încărcătura proaspătă;
- încălzirea încărcăturii proaspete datorită contactului cu suprafețele fierbinți din interiorul cilindrului; supape, piston, cămașa cilindrului și chiulasă;
- încălzirea încărcăturii proaspete prin amestecare cu gazele arse reziduale;
- transformarea energiei cinetice a aerului proaspăt în căldură, prin reducerea vitezei sale la pătrunderea în cilindru. Preîncălzirea ΔT depinde de sarcină, de turație și de condițiile de răcire ale motorului, luând valori cuprinse în domeniul:

$$\Delta T = 5 \dots\dots 20 \text{ gră.}$$

2.15. Răcirea intermediară a aerului de supraalimentare

În scopul măririi densității aerului de admisie, la motoarele supraalimentate se poate introduce răcirea intermediară a aerului în răcitoare speciale. Căderea de temperatură $\Delta T_{r\acute{a}c}$, în cazul unui grad de supraalimentare moderat, este:

$$\Delta T_{r\acute{a}c} = 20 \dots\dots 100 \text{ gră,}$$

dar ea poate fi mai mare în cazul supraalimentării înalte, prin utilizarea a două răcitoare înseriate.

2.16. Coeficientul de exces de aer

Pentru asigurarea unei arderi de bună calitate a combustibilului, această ardere se realizează cu o cantitate de aer în exces. Raportul dintre cantitatea reală de aer L , care revine la 1 Kg de combustibil, și cantitatea de aer teoretic necesară L_t se numește coeficient de exces de aer:

$$\alpha = L/L_t.$$

Micșorarea valorii α este una dintre măsurile eficiente pentru forțarea ciclului motor. Posibilitățile de mișcare a valorii acestui parametru depind însă de gradul de perfecțiune a formării amestecului carburant și a arderii, determinate de arhitectura camerei de ardere și de dirijarea fluidului proaspăt și a combustibilului în această incintă. La micșorarea valorii α trebuie să se țină seama și de urmările creșterii solicitărilor termice ale ciclului.

Conform datelor experimentale, coeficientul de exces de aer α , la plină sarcină, variază în următoarele limite:

- la motoarele cu admisie naturală, lente: $\alpha = 1,8 \dots 2,0$;
- la motoarele cu admisie naturală, rapide: $\alpha = 1,3 \dots 1,7$;
- la motoarele supraalimentate: $\alpha = 1,7 \dots 2,2$.

2.17. Coeficientul gazelor arse reziduale

În momentul închiderii organelor de evacuare, în cilindru mai rămân gaze de ardere provenite din ciclul precedent, numite gaze arse reziduale. Raportul dintre cantitatea acestora și cantitatea de aer introdusă în cilindru se numește coeficientul gazelor arse reziduale:

$$\delta_r = \gamma_{gar} / L.$$

Valoarea sa depinde de raportul de comprimare ϵ , de presiunea și temperatura gazelor arse reziduale, de caracteristicile sistemului de distribuție, de turație.

Potrivit datelor experimentale, coeficientul δ_r are valorile:

- la motoarele în patru timpi, cu admisie naturală:

$$\delta_r = 0,03 \dots 0,06;$$

- la motoarele în doi timpi, cu admisie naturală:

- baleiaj în echicurent, fără supape: $\delta_r = 0,03 \dots 0,07$;

- baleiaj în echicurent, cu supape: $\delta_r = 0,06 \dots 0,12$;

- baleiaj în contracurent: $\delta_r = 0,07 \dots 0,15$;

- la motoarele în patru și doi timpi, supraalimentate:

$$\delta_r = 0,01 \dots 0,04.$$

2.18. Coeficienții de utilizare a căldurii

Arderea combustibilului în cilindrul motor este însoțită de pierderi de căldură în fluidul de răcire, prin arderea incompletă,

prin radiație etc. Se utilizează noțiunea de coeficient de utilizare a căldurii ξ , care reprezintă raportul dintre cantitatea de căldură utilizată pentru producerea de lucru mecanic exterior și pentru mărirea energiei interne a fluidului motor și cantitatea de căldură degajată prin arderea combustibilului:

$$\xi = Q_u / Q_{disp}.$$

În cadrul arderii izocore, coeficientul ξ_v , pentru motoarele de turație medie, se află între limitele 0,75....0,85 și se alege după date experimentale. Pentru motoarele rapide, cu o bună formare a amestecului carburant și cu pierderi mici în fluidul de răcire, valoarea ξ_v poate ajunge la 0,90.

La arderea izobară, $\xi_p = 0,65....0,75$ la motoarele de turație medie. În cazul motoarelor foarte rapide, care funcționează după un ciclu apropiat de ciclul teoretic cu ardere izocoră și cu o prelungire însemnată a arderii în destindere, valoarea ξ_p poate să se micșoreze pînă la 0,55 - 0,60. La motoarele lente, valoarea acestui coeficient poate depăși $\xi_p = 0,80$.

2.19. Coeficientul de rotunjire a diagramei indicate

Diagrama indicată reală a ciclului de funcționare se deosebește de cea teoretică prin:

- aria corespunzătoare procesului de schimb de gaze;
- ariile "pierdute" prin racordările care se fac la diagrama indicată reală;
- abaterile proceselor reale de comprimare și destindere față de procesele politropice cu exponenți constanți.

Raportul dintre aria diagramei indicate reale L_{ir} și cea a diagramei indicate teoretice L_{it} :

$$\varphi_r = L_{ir} / L_{it}$$

se numește coeficient de rotunjire a diagramei indicate și ia valori în domeniul $\varphi_r = 0,96....0,99$.

2.20. Coeficientul cursei utile

La motoarele în doi timpi, cursa utilă S_u a pistonului corespunde deplasării pistonului între poziția de pmi și poziția în care acesta dezabturează ferestrele de comunicare cu exteriorul (de evacuare sau de baleiaj). Raportul dintre acest parametru și cursa totală a pistonului S se numește coeficient al cursei utile:

$$\Phi_u = S_u/S$$

și la valori cuprinse între 0,80 și 0,86.

2.21. Randamentul mecanic

Gradul de perfecțiune a proceselor mecanice din motor se numește randament mecanic și se notează cu η_m . El reprezintă raportul dintre lucrul mecanic efectiv L_e și lucrul mecanic indicat L_i , măsurate la același regim de funcționare al motorului:

$$\eta_m = L_e/L_i.$$

Datele experimentale privind valoarea randamentului mecanic pentru diferite tipuri de motoare sînt următoarele:

- motoare în patru timpi, cu admisie naturală:

$$\eta_m = 0,75 \dots 0,82;$$

- motoare în patru timpi, supraalimentate:

$$\eta_m = 0,80 \dots 0,90;$$

- motoare în doi timpi, cu admisie naturală:

$$\eta_m = 0,70 \dots 0,80;$$

- motoare în doi timpi, supraalimentate:

$$\eta_m = 0,75 \dots 0,92.$$

Valoarea η_m depinde de:

- tipul și construcția motorului;
- viteza de rotație a arborelui cotit;
- sarcina motorului;
- calitatea materialelor de antifricțiune ale organelor cu suprafețe de frecare;
- calitatea uleiului de ungere și a procesului de lubrificație.

2.22. Raportul de comprimare

Raportul dintre volumul maxim al camerei de ardere V_a (corespunzător poziției de p.m.e. a pistonului) și volumul minim al acesteia V_c (corespunzător poziției de p.m.i. a pistonului) se numește raport de comprimare:

$$\varepsilon = V_a/V_c.$$

Alegerea valorii ε depinde de tipul motorului, de turația lui, de felul formării amestecului carburant, de particularitățile constructive, precum și de o serie de alți factori.

Conform datelor experimentale, în cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare, raportul de comprimare ia următoarele valori:

- la motoarele lente, cu admisie naturală: $\xi = 13 \dots 14$;
- la motoarele semirapide, cu admisie naturală: $\xi = 14 \dots 15$;
- la motoarele rapide, cu admisie naturală: $\xi = 15 \dots 20$;
- la motoarele supraalimentate: $\xi = 12 \dots 16$.

În cazul motoarelor cu aprindere prin scînteie, raportul ia valori mult mai scăzute ($\xi = 6,5 \dots 9,0$), pentru ca presiunea și temperatura la sfîrșitul comprimării să nu atingă valori care ar putea duce la arderea cu detonație.

2.23. Raportul dintre raza manivelei și lungimea bieiei

Comportamentul cinematic al mecanismului motor este determinat și de raportul dintre raza manivelei R și lungimea bieiei L . Acest raport adimensional $\lambda_d = R/L$ ia valori cuprinse între $1/5,5$ și $1/3$.

2.24. Raportul cursă/alezaj

Raportul dintre cursa pistonului S și diametrul cilindrului (alezajul) D caracterizează construcția generală a motorului. În funcție de valoarea acestui raport $\psi_d = S/D$, motoarele se clasifică în:

- motoare cu cursă scurtă: $\psi_d = 0,9 \dots 1,2$;
- motoare cu cursă medie: $\psi_d = 1,2 \dots 1,5$;
- motoare cu cursă lungă: $\psi_d = 1,5 \dots 1,8$;
- motoare cu cursă superlungă: $\psi_d = 1,8 \dots 3,8$.

Valorile mai ridicate ale acestui raport sînt caracteristice motoarelor lente, iar cele mai scăzute motoarelor semirapide și rapide.

2.25. Unghiul de avans la injecție

Pentru a se asigura o mai bună desfășurare a procesului de ardere, combustibilul este injectat în cilindru înainte ca pistonul să ajungă în poziția de p.m.i., în cursa sa de comprimare. Unghiul de avans la injecție se notează cu β și valoarea sa se adoptă în funcție de:

- turația motorului;
- arhitectura camerei de ardere;

- caracteristicile chimice ale combustibilului;
- perfecțiunea sistemului de injecție.

Valoarea optimă a acestui parametru se stabilește pe cale experimentală, când prototipul motorului se află pe bancul de probe. Pentru motoarele navale, $\beta = 6 \dots 40^\circ \text{RAC}$, la sarcină nominală. În cazul motoarelor lente se utilizează valori β spre limita inferioară a intervalului menționat.

2.26. Unghiul de corecție a duratei arderii

Unghiul corespunzător duratei totale a arderii θ poate fi considerat ca sumă algebrică a avansului la injecție β , a unghiului corespunzător întârzierii la autoaprindere a combustibilului θ_v și a unui unghi de corecție ζ_θ :

$$\theta = \beta + \theta_v + \zeta_\theta [^\circ \text{RAC}] .$$

Valoarea acestui unghi de corecție este cuprinsă între -3 și $+3^\circ \text{RAC}$.

2.27. Exponentul politropic al comprimării în agregatul de supraalimentare

Comprimarea încărcăturii proaspete în agregatul de supraalimentare reprezintă un proces politropic al cărui exponent n_s depinde de tipul constructiv al suflantei agregatului:

- pentru suflante cu piston: $n_s = 1,4 \dots 1,6$;
- pentru suflante volumetrice: $n_s = 1,6 \dots 2,0$;
- pentru suflante centrifugale: $n_s = 1,4 \dots 1,8$.

- CAPITOLUL 3 -

CALCULUL PROCESULUI DE ADMISIE

Procesul de admisie (admisia) reprezintă procesul în decursul căruia fluidul proaspăt pătrunde în cilindrul motorului. Procesul de admisie este de două feluri: normal sau forțat (supraalimentare). Admisia normală are loc atunci când fluidul proaspăt pătrunde în cilindru sub acțiunea mediului ambiant, asociată cu efectul de depresiune creat de deplasarea pistonului de la pmi la pme. În acest caz, aerul, înainte de a pătrunde în sistemul de admisie are presiunea (p_0) și temperatura (T_0) mediului ambiant. Admisia forțată are loc atunci când fluidul proaspăt pătrunde în cilindru sub acțiunea unei suflante care îl comprimă în prealabil, acțiunea fiind și ea asociată cu deplasarea pistonului. În cazul admisiei forțate, înaintea pătrunderii în sistemul de admisie, fluidul proaspăt are presiunea (p_s) și temperatura (T_s) care se stabilesc la ieșirea din organul de refulare al suflantei.

Conform ipotezelor simplificatoare prezentate în cadrul capitolului 1, pe parcursul unui ciclu de funcționare este arsă cantitatea de un kilogram de combustibil. În aceste condiții, arderea completă a combustibilului este asigurată în prezența cantității de oxigen O_2 , definită de relația (1) din tabelul 4, participațiile gravimetrice ale combustibilului c, h, s și o fiind exprimate în procente. Se pot astfel determina, în funcție de coeficientul de exces de aer α și de compoziția volumetrică procentuală a aerului (21% oxigen și 79 % azot), cantitățile teoretică și reală de aer (L_t și L), cu relațiile (2) și (3).

Cantitățile de gaze arse rezultate în urma arderii combustibilului se determină pe baza relațiilor (4, 5, ..., 9). Prin urmare, în compoziția fluidului motor vor intra și cantitățile de gaze arse reziduale determinate cu relațiile (10, 11, ..., 15), în funcție de coeficientul gazelor arse reziduale δ_r . Masa și constanta caracteristică ale fluidului motor sînt date de relațiile (16) și (17), în care masele moleculare M_j ale componentelor (j = aer; CO_2 ; H_2O ; SO_2 ; O_2 ; N_2) au valorile indicate în tabelul 5, iar constanta universală a gazelor este $R = 8314,34 J/kmol \cdot ^\circ C$.

- Tabelul 4 -

RELATIILE DE CALCUL ALE PROCESULUI DE ADMISIE

Parametrul	U.M.	Relația de calcul
1. Cantitatea de oxigen necesară arderii complete a combustibilului.		
Cantitatea de oxigen necesară arderii complete a combustibilului.	kmoli	$O_t = [c/12 + h/4 + (s-o)/32]/100 \cdot Q$
2. Cantitatea de aer necesară arderii complete a combustibilului.		
Cantitatea de aer necesară arderii complete a combustibilului.	kmoli	$L_t = O_t / 0,21$
3. Cantitatea reală de aer necesară arderii complete a combustibilului.		
Cantitatea reală de aer necesară arderii complete a combustibilului.	kmoli	$L = \alpha \cdot L_t$
4. Cantitățile de gaze rezultate din arderea combustibilului:		
- bioxid de carbon	kmoli	$\gamma_{CO_2} = c/1200$
- vapori de apă	kmoli	$\gamma_{H_2O} = (9h + w)/1800$
- bioxid de sulf	kmoli	$\gamma_{SO_2} = S/3200$
- oxigen	kmoli	$\gamma_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L / \alpha$
- azot	kmoli	$\gamma_{N_2} = 0,79L$
- cantitatea totală *	kmoli	$\gamma_{ga} = \sum \gamma_j$
5. Cantitățile de gaze arse reziduale:		
- bioxid de carbon	kmoli	$\gamma_{CO_2} = \gamma_{CO_2}$
- vapori de apă	kmoli	$\gamma_{H_2O} = \gamma_{H_2O}$
- bioxid de sulf	kmoli	$\gamma_{SO_2} = \gamma_{SO_2}$
- oxigen	kmoli	$\gamma_{O_2} = \gamma_{O_2}$
- azot	kmoli	$\gamma_{N_2} = \gamma_{N_2}$
- cantitatea totală *	kmoli	$\gamma_{gar} = \gamma_{ga} = \sum \gamma_j$
6. Masa fluidului motor la sfîrșitul admisiei *		
Masa fluidului motor la sfîrșitul admisiei *	kg	$m_{am,a} = L \cdot M_{aer} + \sum (\gamma_j \cdot M_j)$

Constanta caracteristică a fluidului motor
la sfîrşitul admisiei

J/kg.grd	$R_{am,a} = R(L + \gamma_{gr}) / m_{am,a}$	(17)
temperatura aerului la intrarea în cilindru	K	- motoare cu admisie naturală: (18) $T_{aer} = T_0 + \Delta T$ - motoare supraalimentate: $T_{aer} = T_5 + \Delta T - \Delta T_{dc}$ (18')
temperatura aerului la ieşirea din suflantă**	K	$T_5 = T_0 \cdot (p_5/p_0)^{(\gamma_a-1)/\gamma_a}$ (19)
Entalpia fluidului motor la sfîrşitul admisiei*	kJ	$I_{em,a} = i_{aer} T_{aer} \cdot L + \sum_j (i_{Tj} \cdot \gamma_{Tj})$ (20)
Entalpia fluidului motor pentru o temperatură arbitrară T_x	kJ	$I_{em,x} = i_{aer} T_x \cdot L + \sum_j (i_{Tj} \cdot \gamma_{Tj})$ (21)
temperatura fluidului motor la sfîrşitul admisiei	K	- pe baza temperaturilor componentelor: $T_a = (T_{aer} + \gamma_{Tr}) / (1 + \gamma_r)$ (22) - pe baza entalpiilor (fig.2): $T_a = T_4 + (T_2 - T_1) (I_{em,a} - I_{em1}) / (I_{em2} - I_{em1})$ (22')

Presiunea de admisie a fluidului proaspăt

Presiunea de admisie a fluidului proaspăt	pa	- motoare în patru timpi, cu admisie naturală: pa = p_{apo}	(23)
		- motoare în doi timpi, cu admisie naturală: pa = p_{pbd}	(23')
		- motoare supraalimentate: pa = p_{aps}	(23'')

1

2

3

Volumul fluidului motor la sfîrşitul admisiei m^3 $V_a = m_{am} \cdot \alpha \cdot R_{am} \cdot \alpha \cdot T_a / p_a$ (24)

Coefficientul de umplere (randamentul volumetric) - - motoare cu admisie naturală: $\lambda_v = \varepsilon p_a T_o / [(\varepsilon - 1)(1 + \lambda) p_o T_a]$ (25)

- motoare supraalimentate:

$$\lambda_v = \varepsilon p_a \cdot T_s / [(\varepsilon - 1) \cdot (1 + \lambda) p_s T_a]$$

(25')

Observații: * indicele j are, succesiv, următoarele semnificații: CO₂; H₂O; SO₂; O₂; N₂;

** se calculează numai în cazul motoarelor supraalimentate.

3

- Tabelul 5 -

MASELE MOLECULARE ALE COMPONENTELOR FLUIDULUI MOTOR

Componenta	Masa moleculară (u.m.m.)
Aer	$M_{\text{aer}} = 28,850334$
Bioxid de carbon	$M_{\text{CO}_2} = 44,0095$
Vapori de apă	$M_{\text{H}_2\text{O}} = 18,0153$
Bioxid de sulf	$M_{\text{SO}_2} = 64,0628$
Oxigen	$M_{\text{O}_2} = 31,9988$
Azot	$M_{\text{N}_2} = 28,0134$

Conform celor prezentate inițial, fluidul proaspăt intră în sistemul de admisie cu temperatura mediului ambient T_0 sau cu temperatura rezultată în urma comprimării în suflantă T_g , dată de relația (19). Pe baza lor, a preîncălzirii ΔT și, eventual, a răcirii intermediare $\Delta T_{\text{răc}}$, rezultă temperatura fluidului proaspăt T_{aer} , cu una dintre relațiile (18) sau (18').

Pentru determinarea temperaturii fluidului motor (amestecul de fluid proaspăt și gaze arse reziduale) la sfârșitul procesului de admisie, se utilizează două metode. O primă metodă se bazează pe valoarea entalpiei fluidului motor $I_{\text{om},\alpha}$, determinată cu ajutorul relației (20). Pentru această determinare, entalpiile specifice $i_{\text{aer},T_{\text{aer}}}$ și, respectiv, i_{g,T_r} se determină prin interpolare, cu ajutorul valorilor cuprinse în anexa 3. În continuare este exemplificat modul de determinare a acestor parametri.

Exemplu numeric nr. 1 Să se determine entalpia specifică a vaporilor de apă aflați la temperatura $T_r = 816,232 \text{ K}$.

R: Din anexa 3 se extrag valorile entalpiilor specifice ale vaporilor de apă pentru temperaturile $T_1 = 800 \text{ K}$ și $T_2 = 850 \text{ K}$:

$$i_{\text{H}_2\text{O},T_1} = 27984,3 \text{ kJ/kmol și } i_{\text{H}_2\text{O},T_2} = 29938,9 \text{ kJ/kmol.}$$

Rezultă, prin interpolare, valoarea $i_{H_2O_{Tr}} = i_{H_2O_{T_1}} + (i_{H_2O_{T_2}} - i_{H_2O_{T_1}}) \cdot (T_r - T_1) / (T_2 - T_1) = 27984,3 + (29938,9 - 27984,3) \cdot (816,232 - 800) / (850 - 800) = 28618,8 \text{ kJ/Kmol}$.

Pentru determinarea temperaturii corespunzătoare entalpiei $I_{am,cr}$, se presupune că entalpia are o variație liniară în funcție de temperatură. În aceste condiții, se adoptă două temperaturi arbitrare T_1 și T_2 și se calculează entalpiile corespunzătoare cu ajutorul relației (21) din tabelul 4. În cazul în care se

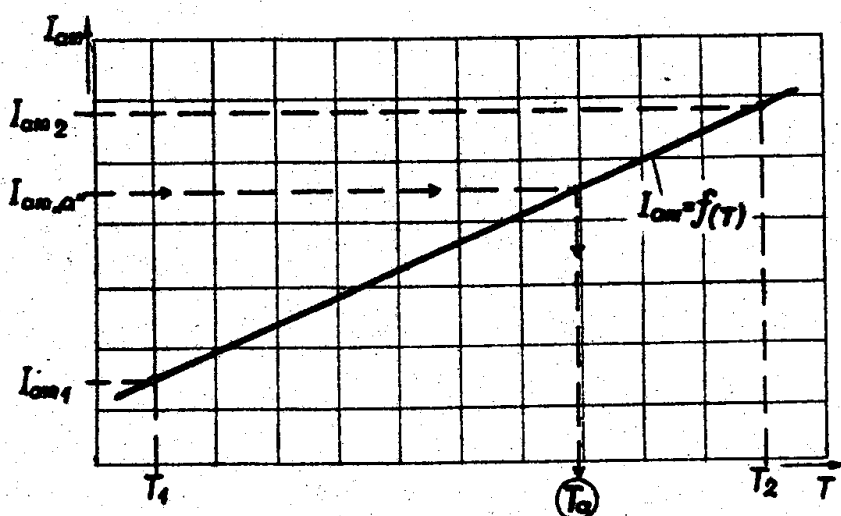


Fig. 2. Determinarea grafică a temperaturii fluidului motor la sfârșitul admisiei

realizează condiția $I_{am1} \leq I_{am,cr} \leq I_{am2}$, temperatura fluidului motor T_0 se află în intervalul (T_1, T_2) . În caz contrar, se adoptă alte perechi de temperaturi T_1, T_2 , și se recalculază entalpiile, pînă cînd se realizează condiția menționată. Avînd în vedere ipoteza simplificatoare adoptată privind variația liniară a entalpiei, este indicat a se adopta un interval (T_1, T_2) cît mai mic pentru micșorarea erorii de determinare.

După stabilirea perechii de valori (T_1, T_2) pentru care este respectată condiția menționată, se trasează diagrama $I_{am} = f(T)$ (fig.2) și se determină grafic temperatura fluidului motor la

sfârșitul admisiei T_a . Avînd în vedere ecuația analitică a dreptei $I_{am} = f(T)$, determinarea temperaturii T_a poate fi efectuată și analitic, cu relația (22') din tabelul 4. Acest mod de determinare este ilustrat în cadrul exemplului numeric nr. 2.

Cea de-a doua metodă este bazată pe temperaturile și compoziția fluidului motor - relația (22). Determinarea este corectă dacă între cele două valori obținute, eroarea procentuală de calcul nu depășește 2%:

$$\Delta T_a = \frac{|T_{a \text{ rel.}(22)} - T_{a \text{ rel.}(22')}|}{T_{a \text{ rel.}(22)}} \cdot 100 < 2\%.$$

Exemplul numeric nr. 2. Să se determine temperatura fluidului motor la sfârșitul admisiei, știind că acesta are următoarea compoziție: $L = 1,03313$ kmoli aer; $\gamma_{CO_2} = 1,45 \cdot 10^{-3}$ kmoli CO_2 ; $\gamma_{H_2O} = 1,24 \cdot 10^{-3}$ kmoli H_2O ; $\gamma_{O_2} = 2,27288 \cdot 10^{-3}$ kmoli O_2 ; $\gamma_{N_2} = 1,63234 \cdot 10^{-2}$ kmoli N_2 . Temperatura aerului este $T_{aer} = 383,528$ K, iar cea a gazelor arse reziduale, $T_r = 800$ K.

E: Entalpiile specifice ale componentelor se obțin din anexa 3, pentru temperatura $T_r = 800$ K: $i_{CO_2 T_r} = 32178,1$ kJ/kmol; $i_{H_2O T_r} = 27984,3$ kJ/kmol; $i_{O_2 T_r} = 24472,6$ kJ/kmol; $i_{N_2 T_r} = 23702,5$ kJ/kmol. Din aceeași anexă, entalpia specifică a aerului la temperatura $T_a = 383,528$ K se obține prin interpolare: $i_{aer T_a} = 10174,9 + (383,528 - 350) \cdot (11627,3 - 10174,9) / (400 - 350) = 11148,8$ kJ/kmol.

Entalpia fluidului motor se calculează cu ajutorul relației (20) din tabelul 4: $I_{am, a} = 11148,8 \cdot 1,03313 + 32178,1 \cdot 1,45 \cdot 10^{-3} + 27984,3 \cdot 1,24 \cdot 10^{-3} + 24472,6 \cdot 2,27288 \cdot 10^{-3} + 23702,5 \cdot 1,63234 \cdot 10^{-2} = 12042,0$ kJ. Adoptînd temperaturile $T_1 = 350$ K și $T_2 = 400$ K, rezultă cu relația (21) entalpiile corespunzătoare: $I_{am1} = 10174,9 \cdot 1,03313 + 11401,3 \cdot 1,45 \cdot 10^{-3} + 11723,6 \cdot 1,24 \cdot 10^{-3} + 10174,9 \cdot 2,27288 \cdot 10^{-3} + 10170,8 \cdot 1,63234 \cdot 10^{-2} = 10732,2$ kJ și $I_{am2} = 11627,3 \cdot 1,03313 + 13410,3 \cdot 1,45 \cdot 10^{-3} + 13431,3 \cdot 1,24 \cdot 10^{-3} + 11677,5 \cdot 2,27288 \cdot 10^{-3} + 11627,3 \cdot 1,63234 \cdot 10^{-2} = 12264,9$ kJ.

Poate fi astfel determinată grafic temperatura fluidului motor la sfârșitul admisiei. Utilizînd relația (22') din tabelul 4 rezultă: $T_a = 350 + (400 - 350) \cdot (12042,0 - 10732,2) / (12264,9 - 10732,2) = 392,729$ K.

generale

Pe baza ecuației de stare a gazelor, rezultă și volumul V_a , ocupat de fluidul motor la sfîrșitul admisiei (starea "a"), cu ajutorul relației (24). În cadrul relației este utilizată și presiunea fluidului motor p_a , care poate fi determinată, în funcție de tipul motorului, cu una din relațiile (23), (23') sau (23''), în care este utilizat coeficientul de scădere a presiunii de admisie ξ_a .

În finalul calculului acestui proces, se determină coeficientul de umplere λ_v al procesului, numit și randament volumetric - relațiile (25) sau (25').

Acest coeficient este utilizat pentru aprecierea cantitativă a perfecțiunii procesului de admisie, precum și pentru a compara diferite motoare din acest punct de vedere.

Sub aspect calitativ, aprecierea procesului de admisie se face prin coeficientul gazelor arse reziduale.

Conform datelor experimentale, valorile mărimilor de stare ale fluidului motor la sfîrșitul admisiei depind de tipul motorului. Astfel, valorile uzuale ale presiunii sînt:

- motoare în patru timpi, cu admisie naturală: $p_a = (0,760 \dots 0,912) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;

- motoare în doi timpi, cu admisie naturală: $p_a = (0,925 \dots 1,425) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;

▼ motoare supraalimentate: $p_a = (1,056 \dots 3,85) \cdot 10^5 \text{ Pa}$ și peste;

iar pentru temperatură:

- motoare în patru timpi: $T_a = 300 \dots 400 \text{ K}$;

- motoare în doi timpi: $T_a = 310 \dots 420 \text{ K}$.

La rîndul său, coeficientul de umplere înregistrează următoarele valori uzuale:

- motoare în patru timpi: $\lambda_v = 0,80 \dots 0,95$;

- motoare în doi timpi: $\lambda_v = 0,85 \dots 1,10$.

CALCULUL PROCESULUI DE COMPRIMARE

Procesul de comprimare îndeplinește trei funcțiuni: 1) sporește randamentul termic; 2) permite aprinderea combustibilului, fapt fundamental pentru m.a.c.; 3) generează mișcări organizate ale fluidului motor în camera de ardere.

La începutul comprimării, temperatura amestecului proaspăt este inferioară temperaturii medii a pereților cilindrului, de aceea transferul de căldură se face de la pereți la amestecul supus comprimării. Datorită acestui fapt, curba presiunii din cilindru este situată peste curba de variație a presiunii în cazul unui proces adiabatic de comprimare, iar exponentul politropic este mai mare decât exponentul adiabatic ($n_c > k_c$). Comprimând amestecul, temperatura acestuia crește, iar transferul de căldură de la pereți la amestec se reduce și apoi încetează (punctul m din fig.3). În a doua parte a procesului, temperatura amestecului devine mai mare decât temperatura medie a pereților, de aceea transferul de căldură se inversează: de la amestec la pereți. Prin urmare, curba de evoluție a presiunii devine mai puțin înclinată decât curba corespunzătoare procesului adiabatic (fig.3) iar exponentul politropic devine mai mic decât cel adiabatic ($n_c < k_c$).

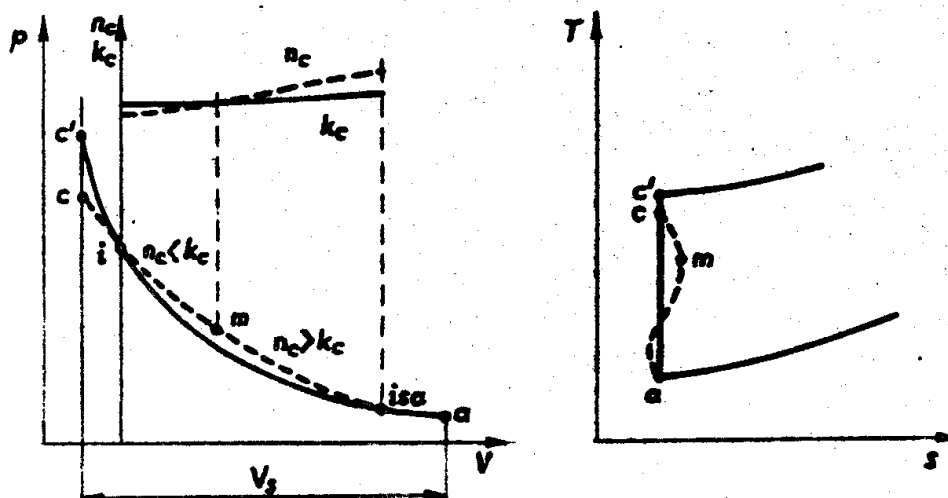


Fig. 3. Procesul de comprimare reprezentat în diagramele $p-V$ și $T-s$.

În consecință, presiunea p_c la sfârșitul cursei de comprimare, când pistonul a ajuns în pmi, este mai scăzută decît presiunea p_c' , care s-ar obține în cazul cînd comprimarea ar decurge după un proces adiabatic (fig. 3). Comprimarea se realizează deci ca un proces politropic, avînd exponentul politropic variabil pe întreaga cursă de comprimare.

Conform ipotezei simplificatoare enunțată în capitolul 1, se consideră o valoare constantă n_c a exponentului politropic. Această valoare asigură realizarea aceluiași lucru mecanic ca și în cazul procesului real, de exponent variabil. Valoarea exponentului n_c se obține din ecuația de bilanț energetic (3) din tabelul 7. În această relație, a_{am} și b_{am} reprezintă coeficienții căldurii specifice medii molare a amestecului de gaze:

$$C_{am} = a_{am} + b_{am}T \text{ [kJ/kmol.grd]}.$$

Valorile lor se determină cu relațiile (1) și (2) din tabelul 7, valorile coeficienților a_j și b_j fiind indicate în următorul tabel:

-Tabelul 6-

COEFICIENTII CALDURII SPECIFICE MEDII MOLARE $c_j = a_j + b_j T^{**}$.

Substanța	Intervalul: 278... T_c [K]**		Intervalul: 273... T_{max} [K]***	
	a_j	b_j	a_j'	b_j'
Aer	19,67	$2,51 \cdot 10^{-3}$	-	-
Benzină	101,98	$219,46 \cdot 10^{-3}$	-	-
CO ₂	27,62	$11,72 \cdot 10^{-3}$	38,50	$3,35 \cdot 10^{-3}$
CO	19,25	$3,35 \cdot 10^{-3}$	20,92	$2,09 \cdot 10^{-3}$
H ₂ O	23,01	$5,44 \cdot 10^{-3}$	23,85	$5,02 \cdot 10^{-3}$
SO ₂	30,97	$11,72 \cdot 10^{-3}$	30,97	$11,72 \cdot 10^{-3}$
H ₂	20,09	$1,26 \cdot 10^{-3}$	18,83	$2,09 \cdot 10^{-3}$
O ₂	19,25	$4,60 \cdot 10^{-3}$	23,02	$1,67 \cdot 10^{-3}$
N ₂	19,67	$2,51 \cdot 10^{-3}$	21,34	$1,67 \cdot 10^{-3}$

Observații: c_j în kJ/kmol.grd;

** limita superioară T_c a intervalului corespunde temperaturii fluidului motor la sfârșitul comprimării;

*** limita superioară T_{max} a intervalului corespunde temperaturii maxime a fluidului motor în timpul arderii.

- Tabelul 7 -
RELATIILE DE CALCUL ALE PROCESULUI DE COMPRIMARE

P a r a m e t r u l	U.M.	Relația de calcul
Coefficienții căldurii specifice medii molare a fluidului motor *	kJ/kmol.grd kJ/kmol.grd ²	$a_{am} = a_{aer} + \left[\sum_i x_i (c_{p,i}) \right] / \gamma_{gar} (1)$ $b_{am} = b_{aer} + \left[\sum_i x_i (c_{p,i}) \right] / \gamma_{gar} (2)$
Ecuația de determinare a exponentului mediu politropic al comprimării.	-	$\mathcal{Q} (1 + \gamma_r) (n_o - 1)^{-1} = a_{am} + b_{am} T_a (\mathcal{E}^{-1})$ (3)
Presiunea fluidului motor la sfîrșitul comprimării	Pa	$p_o = p_a \mathcal{E}^{n_c}$ (4)
Temperatura fluidului motor la sfîrșitul comprimării	K	$T_o = T_a \mathcal{E}^{n_c - 1}$ (5)
Volumul fluidului motor la sfîrșitul comprimării	m ³	$V_o = V_a / \mathcal{E}$ (6)

Observație: *indicele j are, următoarele semnificații: CO₂; H₂O; SO₂; O₂; N₂.

În exemplul numeric următor este prezentat modul de determinare a coeficienților căldurii specifice medii molare:

Exemplul numeric nr. 3 Să se determine coeficienții căldurii specifice medii molare a fluidului motor având următoarea compoziție moleculară: $L = 0,957262$ kmoli aer; $\gamma_{CO_2} = 1,09875 \cdot 10^{-3}$ kmoli CO_2 ; $\gamma_{H_2O} = 5,3125 \cdot 10^{-4}$ kmoli H_2O ; $\gamma_{SO_2} = 1,40625 \cdot 10^{-5}$ kmoli SO_2 ; $\gamma_{O_2} = 1,64475 \cdot 10^{-3}$ kmoli O_2 ; $\gamma_{N_2} = 1,13436 \cdot 10^{-2}$ kmoli N_2 . Coeficientul gazelor arse reziduale este $\lambda_r = 0,015$, iar fluidul motor se află în cadrul procesului de comprimare.

R: Cantitatea totală de gaze arse reziduale este $\gamma_{gar} = 1,09875 \cdot 10^{-3} + 5,3125 \cdot 10^{-4} + 1,40625 \cdot 10^{-5} + 1,64475 \cdot 10^{-3} + 1,13436 \cdot 10^{-2} = 1,46324 \cdot 10^{-2}$ kmoli g.a.r.

Intrucât fluidul motor este în procesul de comprimare, domeniul de temperatură este $273 \dots T_c [K]$ și, cu ajutorul relațiilor (1) și (2) din tabelul 7, rezultă: $a_{am} = 19,67 + 0,015 \cdot (27,62 \cdot 1,09875 \cdot 10^{-3} + 23,01 \cdot 5,3125 \cdot 10^{-4} + 30,97 \cdot 1,40625 \cdot 10^{-5} + 19,25 \cdot 1,64475 \cdot 10^{-3} + 19,67 \cdot 1,13436 \cdot 10^{-2}) / 1,46324 \cdot 10^{-2} = 19,9753$ kJ/kmol.grd; $b_{am} = 2,51 \cdot 10^{-3} + 0,015 \cdot (11,72 \cdot 10^{-3} \cdot 1,09875 \cdot 10^{-3} + 5,44 \cdot 10^{-3} \cdot 5,3125 \cdot 10^{-4} + 11,72 \cdot 10^{-3} \cdot 1,40625 \cdot 10^{-5} + 4,6 \cdot 10^{-3} \cdot 1,64475 \cdot 10^{-3} + 2,51 \cdot 10^{-3} \cdot 1,13436 \cdot 10^{-2}) / 1,46324 \cdot 10^{-2} = 2,56328 \cdot 10^{-3}$ kJ/kmol.grd²

Rezolvarea ecuației de bilanț energetic se face grafic sau iterativ. Conform primei metode, se dau diferite valori (cuprinse în domeniul uzual de variație: $n_c = 1,28 \dots 1,39$) exponentului politropic n_c și se calculează valorile corespunzătoare pentru cei doi membri ai ecuației: $M_s = R \cdot (1 + \lambda_r) / (n_c - 1)$ și $M_D = a_{am} + b_{am} T_a (\varepsilon^{n_c - 1} + 1)$.

Cu ajutorul lor se trasează grafic curbele de variație $M_s = f(n_c)$ și $M_D = f(n_c)$ (fig. 4). La intersecția celor două curbe se obține valoarea căutată a exponentului politropic al comprimării. Prin metoda iterativă se asigură o precizie mai mare a determinării.

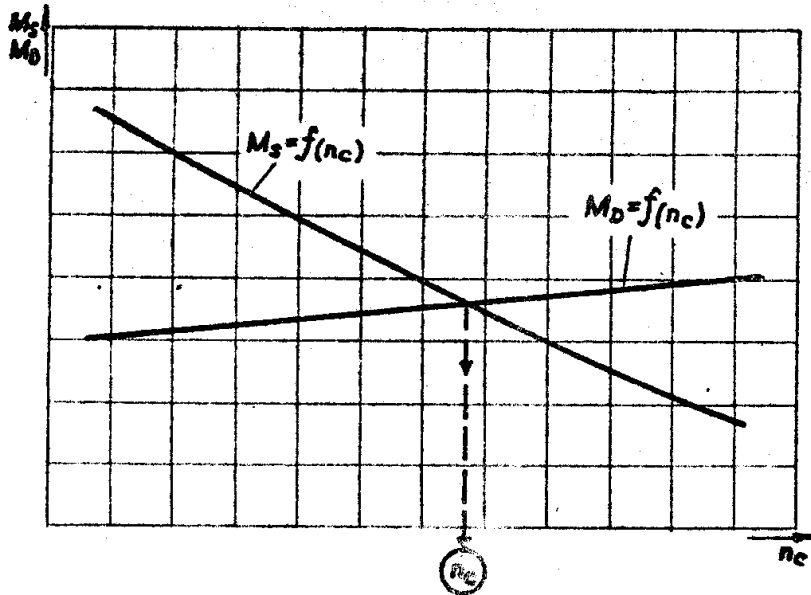


Fig. 4. Determinarea grafică a exponentului mediu politropic al comprimării

Metoda constă în atribuirea succesivă de valori exponentului n_c și calcularea valorilor celor doi membri ai ecuației pînă la obținerea de valori egale. Această metodă este exemplificată în continuare:

Exemplul numeric nr. 4 Să se determine exponentul mediu politropic al comprimării pentru fluidul motor din exemplu precedent. Se mai cunosc: $T_a = 364,018$ K și $\xi = 13$.

R: Pentru efectuarea acestei determinări, în rezolvarea ecuației (3) din tabelul 7, se utilizează metoda iterativă. Adoptarea valorilor n_c a fost efectuată în urma comparării valorilor celor doi membri ai ecuației, obținute în precedentă determinare.

Cei doi membri ai ecuației au expresiile:

$$M_s = 8,31434 \cdot (2 + 0,45) / (n_c - 1) = 8,43906 / (n_c - 1) \text{ și}$$

$$M_D = 19,5052 - 2,58328 \cdot 10^{-3} \cdot 364,018 \cdot (13^{n_c-1} + 1) = 19,3752 - 0,93308 \cdot (13^{n_c-1} + 1).$$

Rezultatele calculului efectuate sînt următoarele:

- Tabelul 8 -

VALORILE MEMBRILOR ECUATIEI DE BILANT ENERGETIC PENTRU

DIFERITE VALORI n_c

n_c	M_S	M_D	$\Delta M = M_S - M_D$
1,35	24,1116	23,1982	0,9134
1,36	23,4418	23,2577	0,1841
1,37	22,8083	23,3187	-0,5104
1,365	23,1207	23,2880	-0,1673
1,364	23,1842	23,2819	-0,0977
1,363	23,2481	23,2758	-0,0277
1,362	23,3123	23,2698	0,0425
1,3625	23,2802	23,2728	0,0074
1,3626	23,2737	23,2734	0,0003
1,3627	23,2673	23,2740	-0,0067
1,36265	23,2705	23,2737	-0,0032
1,36264	23,2712	23,2736	-0,0024
1,36263	23,2718	23,2736	-0,0018
1,36262	23,2725	23,2735	-0,0010
1,36261	23,2731	23,2735	-0,0004

Examinînd rezultatele obținute, se constată că cei doi membri ai ecuației au valorile cele mai apropiate pentru exponentul mediu politropic al comprimării $n_c=1,3626$.

Cu ajutorul relațiilor (4), (5) și (6) din tabelul 7, se pot calcula valorile mărimilor de stare ale fluidului motor la sfîrșitul comprimării (presiunea p_c , temperatura T_c și volumul V_c).

Valorile uzuale ale acestor parametri depind de tipul motorului. Astfel, presiunea la sfîrșitul comprimării ia valori cuprinse în domeniile:

- la m.a.s - uri: $p_0 = (7...16) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- la m.a.c.-uri lente, cu admisie naturală: $p_0 = (30...35) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- la m.a.c.-uri rapide, cu admisie naturală: $p_0 = (35...50) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- la m.a.c.-uri lente, supraalimentate: $p_0 = (40...50) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- la m.a.c.-uri rapide, supraalimentate: $p_0 = (50...75) \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

La rîndul ei, temperatura la sfîrșitul comprimării trebuie să asigure o autoaprindere sigură a combustibilului. De aceea, la m.a.c.-uri, ea trebuie să fie cu 200 300 grade mai mare decît temperatura de autoaprindere a combustibilului. Uzual, aceste valori sînt $T_0 = 700...950 \text{ K}$. În cazul m.a.s.-urilor, valorile sînt mai scăzute (540 ...760 K).

CALCULUL PROCESULUI DE ARDERE IZOCORA

Dintre toate procesele termice din cilindrul motorului, procesul de ardere are cel mai înalt grad de complexitate. Indicii energetici ai motorului, cei de economicitate și de durabilitate, de funcționare liniștită și de adaptabilitate la sarcină, depind într-o măsură largă, uneori hotărâtoare, de procesul de ardere.

Procesul de ardere poate fi studiat atât sub aspect termodinamic, cât și din punct de vedere cinetic. Prin analiză termodinamică se obțin informațiile asupra stării inițiale și finale a transformării, se constată dacă arderea este sau nu posibilă, se specifică sensul în care va decurge procesul și se determină condițiile de presiune și temperatură, sau concentrație, în care arderea eventual se va opri. Prin studiul cinetic se poate cunoaște dacă reacția posibilă se va produce în realitate, se determină viteza de desfășurare a arderii, se descifrează mecanismul intern al reacției, se evidențiază fazele intermediare și se lămurește semnificația fizică a fenomenelor care se produc în decursul arderii. Studiul procesului de ardere permite să se stabilească evoluția parametrilor fluidului motor și să se determine modul în care se poate acționa pentru ca motorul să realizeze parametrii scontati.

Prin ardere se înțelege o reacție chimică, produsă prin oxidarea substanțelor combustibile. Etapele arderii sînt: 1) apariția flăcării sau aprinderea; 2) dezvoltarea flăcării sau propagarea. Conform ipotezei simplificatoare din cadrul capitolului 1, în cadrul calculului termic se consideră că procesul de ardere se desfășoară inițial izocor și apoi izobar. În cadrul arderii izocore, se consideră, de asemenea convențional, că este arsă cantitatea de combustibil g_v injectată în cilindru pe durata de întârziere la autoaprindere τ_{00} (fig. 5), injecția decurgînd după o lege liniară.

Pentru determinarea acestei întârzieri, se calculează inițial mărimile de stare ale fluidului motor în momentul de lansării injecției de combustibil - relațiile (1), (2) și (3) din tabelul 9.

Cu ajutorul lor poate fi calculată întârzierea τ_{ad} cu una dintre relațiile (4) sau (4'). Acestei întârzieri îi corespunde unghiul θ_v , definit de relația (5). Unghiul corespunzător duratei totale a arderii fiind θ - relația (6), rezultă evident cantitatea de combustibil arsă izocor, g_v , cu relația (7). În cadrul exemplului numeric nr. 5 este prezentat modul de determinare a întârzierii la autoaprindere.

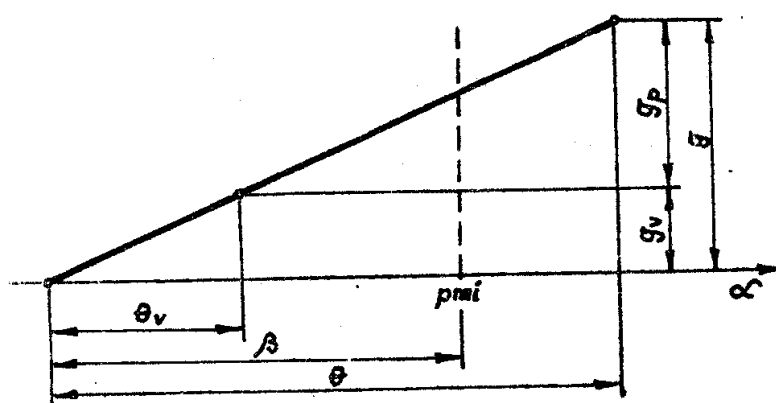


Fig. 5. Reprezentarea grafică a procesului de injecție

Exemplul numeric nr. 5. În momentul declanșării injecției de combustibil, fluidul motor are presiunea $p_{inj} = 4,48731$ MPa și temperatura $T_{inj} = 825,281$ K. Știind că motorul funcționează la turația $n = 1450$ rot/min, să se determine întârzierea la autoaprinderea combustibilului.

R: În relațiile de determinare a întârzierii la autoaprindere, presiunea de injecție se introduce în kgf/cm^2 , deci $p_{inj} = 4,48731 \text{ MPa} = 45,758 \text{ kgf/cm}^2$. Conform relației (4), întârzierea este $\tau_{ad} = (0,44 \cdot e^{4650/825,281}) / (10^3 \cdot 45,758^{1,19}) = 1,30168 \cdot 10^{-3} \text{ s}$, iar conform relației (4'): $\tau_{ad} = (8,64/45,758 + 0,415) \cdot [(0,0222 - 20,166/825,281) \cdot 1450 + (1,8 \cdot 825,281/1000 - 1,45)(1000 - 1450)] / 60 + (26631/825,281 - 26,66) \cdot 10^{-3} = 1,26894 \cdot 10^{-3} \text{ s}$.

- Tabelul 9 -

RELATIILE DE CALCUL ALE PROCESULUI DE ARDERE IZOCORA

Parametrul	U.M.	Relația de calcul	
1.	2.	3.	
Volumele fluidului motor în momentul declanșării injectiei	m ³	$V_{inj} = V_0 + V_a (1 - 1/\epsilon) (1 - \cos \beta + 0,5 \gamma \sin^2 \beta) / 2$	(1)
Presiunea fluidului motor în momentul declanșării injectiei	Pa	$p_{inj} = p_a (V_a / V_{inj})^{n_0}$	(2)
Temperatura fluidului motor în momentul declanșării injectiei	K	$T_{inj} = T_a (V_a / V_{inj})^{n_0 - 1}$	(3)
Inițializarea la autoaprinderea combustibilului	Sec.	$t_{ao} = (0,44 \cdot e^{4650/T_{inj}}) / (10^3 \cdot p_{inj}^{1,29})$ $t_{ad} = (8,64 / p_{inj} + 0,415) \cdot [(0,0222 - 20,166/T_{inj}) \cdot n + 1,8 T_{inj} / 1000 - 1,45] (1000 - n) / 60 + (26631 / T_{inj} - 26,66) \cdot 10^{-3}$	(4)
Unghiul de rotație corespunzător ratei injectiei la autoaprindere	°RAC	$\theta_v = 6n t_{ao}$	(5)
Unghiul de rotație corespunzător duratei totale a arderii	°RAC	$\theta = \theta_v + \beta + \gamma \theta$	(6)
Cantitatea de combustibil arse la viteză constantă (pentru $g_{tot} = 1$ kg combustibil)	kg	$g_v = g_{tot} \theta_v / \theta = \theta_v / \theta$	(7)

Cantitățile de gaze rezultate din arderea izocoră a combustibilului:

- bioxid de carbon	kmoli	$\gamma_{CO_2} = \frac{8G_V}{1200} = \gamma_{CO_2} G_V$	(8)
- vapori de apă	kmoli	$\gamma_{H_2O} = (9H + W) G_V / 1800 = \gamma_{H_2O} G_V$	(9)
- bioxid de sulf	kmoli	$\gamma_{SO_2} = \frac{8G_V}{3200} = \gamma_{SO_2} G_V$	(10)
- oxigen	kmoli	$\gamma_{O_2} = 0,21 (a - G_V) L / \alpha$	(11)
- azot	kmoli	$\gamma_{N_2} = 0,79 L = \gamma_{N_2}$	(12)
- cantitatea totală**	kmoli	$\gamma_{ga} = \sum_j \gamma_{vj}$	(13)

Cantitățile de gaze arse existente la sfîrșitul arderii izocore:

- bioxid de carbon	kmoli	$\gamma'_{CO_2} = \gamma_{CO_2} + \gamma_{rCO_2}$	(14)
- vapori de apă	kmoli	$\gamma'_{H_2O} = \gamma_{H_2O} + \gamma_{rH_2O}$	(15)
- bioxid de sulf	kmoli	$\gamma'_{SO_2} = \gamma_{SO_2} + \gamma_{rSO_2}$	(16)
- oxigen	kmoli	$\gamma'_{O_2} = \gamma_{O_2} + \gamma_{rO_2}$	(17)
- azot	kmoli	$\gamma'_{N_2} = \gamma_{N_2} + \gamma_{rN_2}$	(18)
- cantitatea totală**	kmoli	$\gamma'_{ga} = \sum_j \gamma'_{vj} = \gamma_{ga} + \gamma_{gar}$	(19)

Masa fluidului motor la sfîrșitul arderii izocore**

$$m_{am}'' = \sum_j (M_j \gamma'_j) \quad (20)$$

Constanta caracteristică a fluidului motor la sfîrșitul arderii izocore

$$R_{am}'' = \frac{R}{m_{am}''} = \frac{R}{\sum_j \gamma'_j / m_{am}''} \quad (21)$$

Energia internă a fluidului motor la sfîrșitul comprimării**

$$U_{am}'' = \sum_j (u_{jT_0} \gamma'_j) \quad (22)$$

Energia internă a fluidului motor la sfîrșitul arderii izocore

$$U_{am}''' = U_{am}'' + G_V \sum_j \gamma'_j Q_1 \quad (23)$$

Energia internă a fluidului motor
pentru o temperatură arbitrară T_x . kJ $U_{amx} = \sum (u_{jT_x} \cdot y_j)$ (24)

Temperatura fluidului motor la
sfîrșitul arderii izocore K $T_y = T_{l1}' + (T_{l2}' - T_{l1}') \cdot (U_{amy}'' - U_{aml}') / (U_{am2} - U_{aml})$ - figura 5: (25)

Volumul fluidului motor la sfîr-
șitul arderii izocore m^3 $V_y = V_o$ (26)

Presiunea fluidului motor la
sfîrșitul arderii izocore Pa $p_y = m_{amy}'' R_{amy}'' T_y / V_y$ (27)

Raportul de creștere a presi-
unii $\lambda_p = p_y / p_o$ (28)

Observații: * p_{inj} se introduce în ambele relații în kgf/cm^2 ;

** Indicele j are, succesiv, următoarele semnificații: CO_2 ; H_2O ; SO_2 ; O_2 ; N_2 .

Ca urmare a arderii cantității g_v de combustibil, rezultă cantitățile de gaze precizate de relațiile (8,9, ...,13). Adăugînd și gazele arse reziduale, poate fi determinată compoziția fluidului motor cu relațiile (14,15, ...,19) din tabelul 9. Masa și constanta caracteristică ale fluidului motor sînt date de relațiile (20) și (21). Temperatura fluidului motor la sfîrșitul arderii izocore T_y poate fi determinată cu ajutorul energiei interne a acestuia. În acest scop, se calculează inițial energia internă a fluidului motor la începutul procesului de ardere izocoră $U_{am}^{''c''}$ cu relația (22). Energiile interne specifice u_{JTc} se determină prin interpolare, corespunzător temperaturii T_c , cu valorile din anexa 3. Ca urmare a arderii izocore, energia internă a fluidului motor va crește pînă la valoarea $U_{am}^{''y''}$ - relația (23).

Exemplul numeric nr. 6 Să se determine energia internă a fluidului motor la sfîrșitul arderii izocore, compoziția acestuia fiind: $v'_{CO_2} = 1,25098 \cdot 10^{-2}$ kmoli CO_2 ; $v'_{H_2O} = 6,04853 \cdot 10^{-3}$ kmoli H_2O ; $v'_{SO_2} = 1,60108 \cdot 10^{-4}$ kmoli SO_2 ; $v'_{O_2} = 0,172627$ kmoli O_2 ; $v'_{N_2} = 0,708113$ kmoli N_2 .

Se mai cunosc: $T_c = 971,961$ K; $g_v = 0,140782$ kg; $\xi_v = 0,8$ și $Q_i = 37142$ kJ/kg.

R: Corespunzător temperaturii $T_c = 971,961$ K, din anexa 3, se obțin prin interpolare energiile interne specifice ale componentelor fluidului motor: $u_{CO_2 T_c} = 33165,1$ kJ/kmol; $u_{H_2O T_c} = 26767,8$ kJ/kmol; $u_{SO_2 T_c} = 19760,2$ kJ/kmol; $u_{O_2 T_c} = 22276,7$ kJ/kmol; $u_{N_2 T_c} = 21113,2$ kJ/kmol. Prin urmare, în starea "c", fluidul motor are energia internă: $U_{am}^{''c''} = 33165,1 \cdot 1,25098 \cdot 10^{-2} + 26767,8 \cdot 6,04853 \cdot 10^{-3} + 19760,2 \cdot 1,60108 \cdot 10^{-4} + 22276,7 \cdot 0,172627 + 21113,2 \cdot 0,708113 = 19376,0$ kJ. Rezultă astfel și energia internă a fluidului motor la sfîrșitul arderii izocore: $U_{am}^{''y''} = 19376,0 + 0,140782 \cdot 0,8 \cdot 37142 = 23559,1$ kJ.

Determinarea temperaturii fluidului motor la sfîrșitul arderii izocore se efectuează tot în ipoteza unei variații liniare a energiei interne în funcție de temperatură. În aceste condiții se adoptă două temperaturi arbitrare T_1' și T_2' , calculînd energiile interne corespunzătoare cu ajutorul relației (24) din tabelul 3.

Alegerea perechii de temperaturi (T_1' ; T_2') continuă cu alte valori, pînă la îndeplinirea inegalității $U_{am1} \leq U_{am}^{*y} \leq U_{am2}$. În această situație, se trasează graficul funcției $U_{am} = f(T)$, ca în figura 6. Corespunzător valorii U_{am}^{*y} , se obține temperatura T_y fie pe cale grafică, fie cu relația analitică (25). Și în acest caz, gradul de precizie a determinării crește o dată cu scăderea intervalului (T_1' ; T_2'). În continuare, este

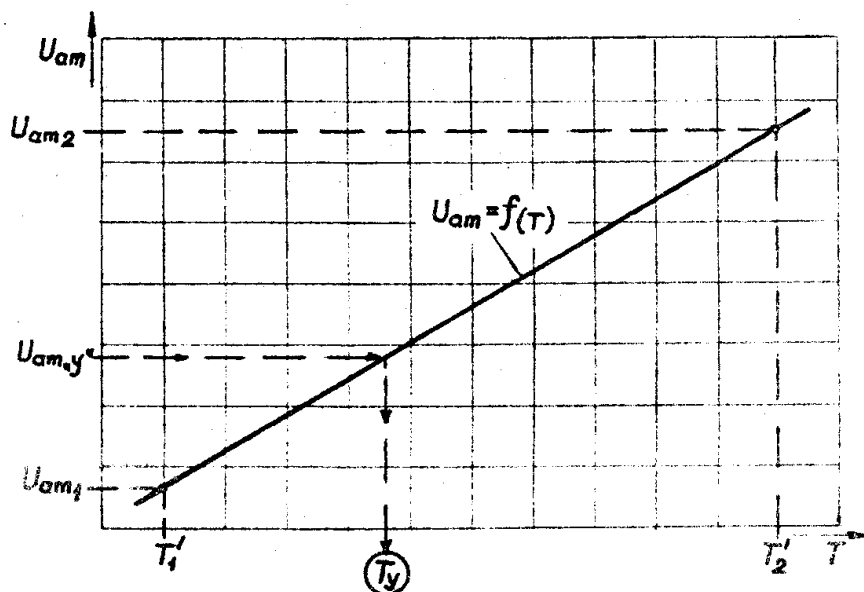


Fig. 6. Determinarea grafică a temperaturii fluidului motor la sfîrșitul arderii izocore exemplificat modul de determinare a acestei temperaturi.

Exemplul numeric nr.7. Să se determine temperatura fluidului motor la sfîrșitul arderii izocore pentru fluidul din precedentul exemplu.

R: Se aleg succesiv perechi de temperaturi (T_1' ; T_2') și se calculează cu relația (24) din tabelul 9 energiile interne corespunzătoare, utilizînd în acest scop energiile interne specifice menționate în anexa 3. Rezultatele finale ale calculelor sînt centralizate în următorul tabel, remarcîndu-se faptul că alegerea temperaturilor într-o nouă iterație se face în funcție de rezultatele obținute anterior:

- Tabelul 10 -

ENERGIILE INTERNE ALE FLUIDULUI MOTOR PENTRU DIFERITE
TEMPERATURI

T_1' [K]	U_{am1} [kJ]	T_2' [K]	U_{am2} [kJ]	Compararea cu U_{am}^{*y}
1400	29412,0	1500	31850,0	$U_{am}^{*y} < U_{am1} < U_{am2}$
1200	24638,2	1300	27008,8	$U_{am}^{*y} < U_{am1} < U_{am2}$
1100	22301,0	1200	24638,2	$U_{am1} < U_{am}^{*y} < U_{am2}$
1150	23464,6	1200	24638,2	$U_{am1} < U_{am}^{*y} < U_{am2}$

Se constată, de asemenea, că inegalitatea dorită a fost obținută de la cea de-a treia iterație. Pentru creșterea preciziei determinării, a mai fost efectuată o determinare cu un interval (T_1' ; T_2') redus la jumătate. Pe baza acestor ultime valori, rezultă valoarea temperaturii: $T_y = 1150 + (1200 - 1150) \cdot (23559,1 - 23464,6) / (24638,2 - 23464,6) = 1154,03K$.

Procesul decurgînd izocor, rezultă evident relația (26) de determinare a volumului ocupat de fluidul motor. Presiunea la care se află fluidul la sfîrșitul arderii izocore este dată de ecuația generală de stare a gazelor - relația (27). Raportînd această valoare la presiunea de comprimare, rezultă și raportul de creștere a presiunii - relația (28) din tabelul 9.

În literatura de specialitate sînt indicate valorile uzuale pe care le înregistrează parametrii caracteristici ai arderii izocore. Astfel, întîrzierea la autoaprindere a combustibilului la valori situate în jurul a $\tau_{ad} = 0,001 \dots 0,005s$. În cazul arderii mîrte, cantitatea de combustibil arsă izocor reprezintă, de obicei, 10 ... 40% din cantitatea totală ($g_v = 0,1 \dots 0,4kg$), iar temperatura în starea "y" este $T_y = 1000 \dots 1200K$. În cazul arderii violente, într-un ciclu apropiat de cel al exploziilor, temperatura poate atinge valori mai ridicate, până la 1800K. În sfîrșit, presiunea maximă de ardere înregistrează următoarele valori uzuale:

la motoarele cu sîmășie naturală: $p_y \cdot p_z = (50 \dots 85) \cdot 10^5 Pa$
la motoarele supraalimentate: $p_y \cdot p_z = (80 \dots 140) \cdot 10^5 Pa$.

CALCULUL PROCESULUI DE ARDERE IZOBARA

În cadrul celei de-a doua faze a arderii - arderea izobară - este arsă cantitatea g_p de combustibil, dată de relația (1) din tabelul 11. Prin urmare, la sfîrșitul procesului, întreaga cantitate de combustibil este arsă, astfel încît în compoziția fluidului motor intră cantitățile de gaze rezultate în urma arderii v_j și cele de gaze arse reziduale v_{rj} . Aceste cantități fiind determinate anterior (tabelul 4), componentele fluidului motor au cantitățile definite de relațiile (2,3,...,7), iar masa și constanta caracteristică ale fluidului sînt date de relațiile (8) și (9).

Arderea izobară produce creșterea entalpiei fluidului motor. Ca și în cazul precedent, se determină inițial entalpia fluidului la începutul procesului (starea "y"), utilizîndu-se relația (10) și valorile entalpiilor specifice i_{jT_y} ale componentelor. Acestea se calculează prin interpolare, pentru temperatura T_y , cu ajutorul datelor din anexa 3. Entalpia fluidului motor ajunge în finalul procesului la valoarea $I_{am}^{''z}$, definită de relația (11) din tabelul 11.

Considerînd, și în acest caz, că entalpia variază liniar cu temperatura, se adoptă temperaturile T''_1 și T''_2 , calculîndu-se entalpiile corespunzătoare - relația (12). Procedeu este repetat pînă la îndeplinirea inegalității $I_{am1} \leq I_{am}^{''z} \leq I_{am2}$, după care se trasează graficul funcției $I_{am} = f(T)$ (fig. 7). Pe scara grafică sau cu relația (13) se poate astfel determina temperatura fluidului motor la sfîrșitul arderii izobare.

Exemplul numeric nr. 8 la sfîrșitul arderii izocore un fluid motor are temperatura $T_y = 1401,09$ K. În cadrul arderii izobare este arsă cantitatea de combustibil $g_p = 0,667495$ kg, avînd potențialul caloric inferior $Q_i = 42289,1$ kJ/kg. Să se determine temperatura fluidului motor la sfîrșitul arderii izobare, știind că $\xi_p = 0,78$, iar compoziția fluidului este: $\nu_{CO_2}'' = 7,395 \cdot 10^{-2}$ kmoli CO_2 ; $\nu_{H_2O}'' = 6,324 \cdot 10^{-2}$ kmoli H_2O ; $\nu_{O_2}'' = 0,115911$ kmoli O_2 și $\nu_{N_2}'' = 0,832482$ kmoli N_2 .

RELATIILE DE CALCUL ALE PROCESULUI DE ARDERE IZOBARA

Parametrul	U.M.	Relația de calcul	
1	2	3	4
<p>Quantitatea de combustibil arde la presiune constantă (pentru $g_{tot}=1$ kg combustibil)</p> <p>Quantitățile de gaze arse existente la sfîrșitul arderii izobare:</p> <ul style="list-style-type: none"> - bioxid de carbon - vapori de apă - bioxid de sulf - oxigen - azot - antitatea totală * 	kg	$g_p = g_{tot} - g_v = 1 - g_v$ $\begin{aligned} \gamma''_{CO_2} &= \gamma_{CO_2} + \gamma_{rCO_2} \\ \gamma''_{H_2O} &= \gamma_{H_2O} + \gamma_{rH_2O} \\ \gamma''_{SO_2} &= \gamma_{SO_2} + \gamma_{rSO_2} \\ \gamma''_{O_2} &= \gamma_{O_2} + \gamma_{rO_2} \\ \gamma''_{N_2} &= \gamma_{N_2} + \gamma_{rN_2} \\ \gamma''_{ga} &= \gamma_{ga} + \gamma_{gar} = \sum \gamma''_i \end{aligned}$	(1)
Masa fluidului motor la sfîrșitul arderii izobare *	kg	$m_{am}''_{z''} = \sum (M_j \cdot \gamma''_j)$	(8)
Constanta caracteristică a fluidului motor la sfîrșitul arderii izobare.	J/kg·gtd	$R_{am}''_{z''} = \mathcal{Q} \cdot \gamma''_{ga} / m_{am}''_{z''}$	(9)
Entalpia fluidului motor la sfîrșitul arderii izocore *	kJ	$I_{am}''_{y''} = \sum (i_{jTy} \cdot \gamma''_j)$	(10)
Entalpia fluidului motor la sfîrșitul arderii izobare	kJ	$I_{am}''_{z''} = I_{am}''_{y''} + g_p \gamma''_{O_2}$	(11)
Entalpia fluidului motor *, pentru o temperatură arbitrară T_I .	kJ	$I_{am_I} = \sum (i_{jT_I} \cdot \gamma''_j)$	(12)

1	2	3
Temperatura fluidului motor la sfârșitul arderii izobare	K	figura 6: $T_2 = T_1 + (T_2^* - T_1^*)(I_{am2} - I_{am1}) / (I_{am2} - I_{am1})$ (13)
Presiunea fluidului motor la sfârșitul arderii izobare	Pa	$p_2 = p_1$ (14)
Volumul fluidului motor la sfârșitul arderii izobare	m ³	$V_2 = m_{am2} R_{am} T_2 / p_2$ (15)
Raportul de destindere prealabilă	-	$\rho = V_2 / V_1$ (16)
Observație: * Indicale j are, succesiv, următoarele semnificații: CO ₂ ; H ₂ O; SO ₂ ; O ₂ ; N ₂ .		

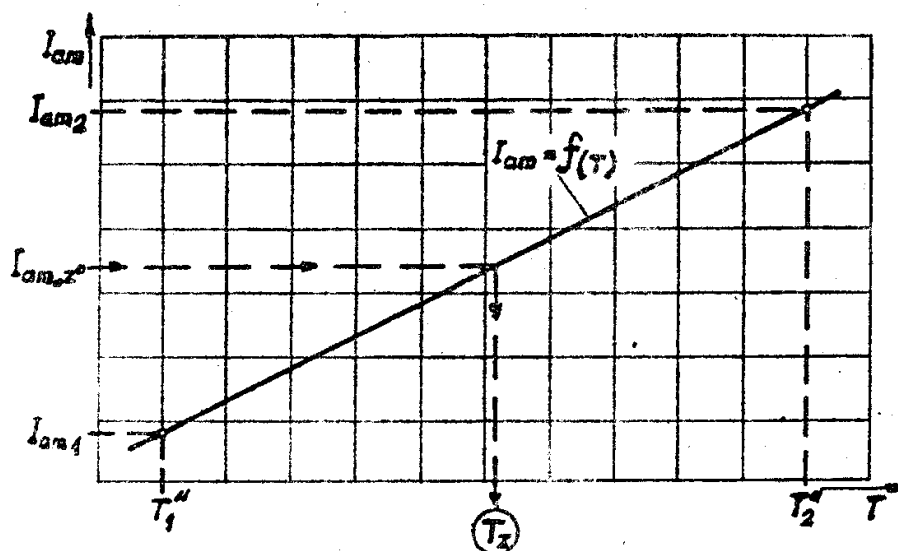


Fig. 7 Determinarea grafică a temperaturii fluidului motor la sfârșitul arderii izobare

R₁ Corespunzător temperaturii $T_y = 1401,09$ K, din anexa 3, se obțin prin interpolare entalpiile specifice ale componentelor: $i_{CO_2 T_y} = 65340,3$ kJ/kmol; $i_{H_2O T_y} = 53574,7$ kJ/kmol; $i_{O_2 T_y} = 45619,6$ kJ/kmol; $i_{N_2 T_y} = 43633,9$ kJ/kmol. Entalpiile fluidului motor la începutul și, respectiv, sfârșitul arderii izobare vor fi date de relațiile (10) și (11) din tabelul 11: $I_{am,y''} = 65340,3 \cdot 7,395 \cdot 10^{-2} + 53574,7 \cdot 6,324 \cdot 10^{-2} + 45619,6 \cdot 0,115917 + 43633,9 \cdot 0,832492 = 49832,9$ kJ; $I_{am,z''} = 49832,9 + 0,667495 \cdot 0,78 \cdot 42289,1 = 71850,6$ kJ. După mai multe încercări, se adoptă temperaturile $T_1'' = 1900$ K și $T_2'' = 1950$ K, entalpiile corespunzătoare fiind: $I_{am,1} = 94876,9 \cdot 7,395 \cdot 10^{-2} + 77762,4 \cdot 6,324 \cdot 10^{-2} + 64021,4 \cdot 0,115917 + 61212,0 \cdot 0,832492 = 70314,3$ kJ; $I_{am,2} = 97894,7 \cdot 7,395 \cdot 10^{-2} + 80303,6 \cdot 6,324 \cdot 10^{-2} + 65900,7 \cdot 0,115917 + 63804,3 \cdot 0,832492 = 72407,3$ kJ. Utilizând relația (13), rezultă temperatura fluidului motor la sfârșitul arderii izobare: $T_z = 1900 + (1950 - 1900) \cdot (71850,6 - 70314,3) / (72407,3 - 70314,3) = 1936,7$ K.

Temperatura aerului la începutul arderii izobare, relația (14) este evidentă și conform ecuației universale de stare a gazelor, rezultă și volumul ocupat de fluidul motor la sfârșitul arderii izobare V_z - relația (15).

Prin raportarea acestei valori la volumul inițial V_y , se obține în final raportul de destindere prealabilă p . Valorile uzuale ale presiunii maxime p_g au fost indicate în precedentul capitol, iar pentru temperaturi, în literatura de specialitate este indicat intervalul $T_g = 1500 \dots 2100$ K. Creșterea temperaturii maxime de ardere peste 2100 K nu este de dorit din cauza apariției disocierii gazelor. Reducerea temperaturii T_g se obține prin scăderea temperaturii T_a și mai puțin prin creșterea excesului de aer.

CALCULUL PROCESULUI DE DESTINDERE

Procesul de destindere reprezintă partea din ciclul motor în care se produce fracțiunea principală din lucrul mecanic disponibil. O parte din energia acumulată prin ardere de către fluidul motor este cedată în timpul destinderii sub formă de lucru mecanic al pistonului. În destindere, compoziția și masa fluidului motor rămân practic invariabile.

În decursul procesului de destindere diferența variabilă dintre temperatura gazelor de ardere și temperatura pereților cilindrului provoacă schimb de căldură de la gaze la pereți. La începutul destinderii această diferență de temperatură este mai mare, însă suprafața de schimb de căldură este minimă. Pe măsură ce pistonul se deplasează spre pne, suprafața de schimb de căldură crește, dar temperatura gazelor scade.

Asemenea comprimării, procesul de destindere reprezintă un proces politropic cu exponent variabil. Si în acest caz, se consideră o valoare constantă n_d a exponentului politropic, valoare care asigură realizarea aceluiași lucru mecanic ca și în cazul procesului real. Ecuația de bilanț energetic a procesului este prezentată în tabelul 12 - relația (3). În cadrul acestei ecuații, a'_{am} și b'_{am} reprezintă coeficienții căldurii specifice medii molare a amestecului de gaze:

$$C'_{am} = a'_{am} + b'_{am} \cdot T \quad [\text{kJ/kmol} \cdot \text{grd}].$$

Cele două valori se calculează, cu relațiile (1) și (2) din tabelul 12, coeficienții a'_j și b'_j avînd valorile indicate în tabelul 6 din cadrul capitolului 4. Modul de determinare este ilustrat în continuare:

Exemplul numeric nr.9. Compoziția moleculară a unui fluid motor în decursul procesului de destindere este următoarea:

$$\nu''_{CO_2} = 7,4773 \cdot 10^{-2} \text{ kmol} \text{ CO}_2; \quad \nu''_{H_2O} = 3,61826 \cdot 10^{-2} \text{ kmol} \text{ H}_2\text{O};$$

$$\nu''_{CO} = 9,5619 \cdot 10^{-4} \text{ kmol} \text{ CO}; \quad \nu''_{O_2} = 0,102663 \text{ kmol} \text{ O}_2;$$

$$\nu''_{N_2} = 7,7167 \text{ kmol} \text{ N}_2.$$

Să se calculeze suprafața căldurii specifice medii molare a fluidului motor.

- Tabelul 12 -

RELATIILE DE CALCUL ALE PROCESULUI DE DESTINDERE

Parametrul	U.M.	Relatia de calcul	
Coeficientii caldurii specifice medii molare a fluidului motor*	kJ/kmol.grd^2 kJ/kmol.grd^2	$a'_{am} = \sum (\gamma''_j a'_j) / \gamma''_{ga}$ $b'_{am} = \sum (\gamma''_j b'_j) / \gamma''_{ga}$	(1) (2)
Ecuația de determinare a exponentului mediu politropic al destinderii	-	$\varphi(n_d-1)^{-1} = a'_{am} + b'_{am} T_z [(p/\varepsilon)^{n_d-1} + 1]$	(3)
Volumul fluidului motor la sfîrșitul destinderii	m^3	$V_b = V_a$	(4)
Presiunea fluidului motor la sfîrșitul destinderii	Pa	$p_b = p_z (V_z/V_b)^{n_d}$	(5)
Temperatura fluidului motor la sfîrșitul destinderii	K	$T_b = T_z (V_z/V_b)^{n_d-1}$	(6)
Raportul de destindere	-	$\delta = V_b/V_z$	(7)
Raportul de scădere a presiunii	-	$\bar{U} = p_b/p_a$	(8)
Temperatura gazelor arse reziduale**	K	$T'_r = T_z (p_a/p_z)^{(n_d-1)/n_d}$	(9)

Observații: * indicele j are, succesiv, următoarele semnificații: CO_2 ; H_2O ; SO_2 ; O_2 ; N_2 .
** valoarea calculată T'_r va fi comparată cu cea adoptată inițial T'_r .

R: Cantitatea totală de gaze este $v_{ga}'' = \sum v_j'' = 7,4715 \cdot 10^{-2} + 3,61816 \cdot 10^{-2} + 9,5625 \cdot 10^{-4} + 0,102663 + 0,737307 = 0,951823$ kmol/g.a. Aplicând relațiile (1) și (2) din tabelul 12 și utilizând valorile indicate în tabelul 6, rezultă: $a'_{am} = (7,4715 \cdot 10^{-2} \cdot 38,5 + 3,61816 \cdot 10^{-2} \cdot 23,85 + 9,5625 \cdot 10^{-4} \cdot 30,97 + 0,102663 \cdot 23,02 + 0,737307 \cdot 21,34) / 0,951823 = 22,9733$ kJ/kmol.grd;
 $b'_{am} = (7,4715 \cdot 10^{-2} \cdot 3,35 \cdot 10^{-3} + 3,61816 \cdot 10^{-2} \cdot 5,02 \cdot 10^{-2} + 9,5625 \cdot 10^{-4} \cdot 11,72 \cdot 10^{-3} + 0,102663 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3} + 0,737307 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}) / 0,951823 = 1,93931 \cdot 10^{-3}$ kJ/kmol.grd².
 Prin urmare, căldura medie molară a fluidului motor are expresia:
 $C'_{am} = 22,9733 + 1,93931 \cdot 10^{-3} T$ [kJ/kmol.grd].

Ecuatia de bilanț energetic (3) se rezolvă grafic sau iterativ. Metoda ^{grafică} oferă posibilitatea unei determinări cu o precizie mai scăzută. Ea constă în atribuirea de diferite valori (cuprinse în domeniul uzual de variație: $n_d = 1,25 \dots 1,35$) exponentului politropic al destinderii n_d și calcularea valorilor celor doi membri ai ecuației: $M_g = R / (n_d - 1)$ și $M_D = a'_{am} + b'_{am} \cdot T_z \cdot [(p/\varepsilon)^{n_d-1} + 1]$. Pe baza acestor valori, se trasează grafic curbele de variație $M_g = f(n_d)$ și $M_D = f(n_d)$ (fig.8). Valoarea exponentului politropic al destinderii se obține la intersecția celor două curbe. Metoda iterativă constă în atribuirea de valori succesive exponentului politropic n_d pînă la obținerea egalității celor doi membri ai ecuației, conform celor doi membri ai ecuației conform celor prezentate în continuare:

Exemplul numeric nr. 10 Pentru fluidul motor din precedentul exemplu, să se determine valoarea exponentului mediu politropic al destinderii. Se mai cunosc: $T_z = 1777,93$ K; $\varepsilon = 13$; $p = 1,53863$.

R: Utilizînd expresia căldurii specifice medii molare din precedentul exemplu, rezultă pentru cei doi membri ai ecuației expresiile: $M_g = 8,31434 / (n_d - 1)$ și $M_D = 22,9733 + 1,93931 \cdot 10^{-3} \cdot 1777,93 \cdot [(1,53863/13)^{n_d-1} + 1] = 22,9733 + 3,44796 \cdot (0,118356 + 1)$.

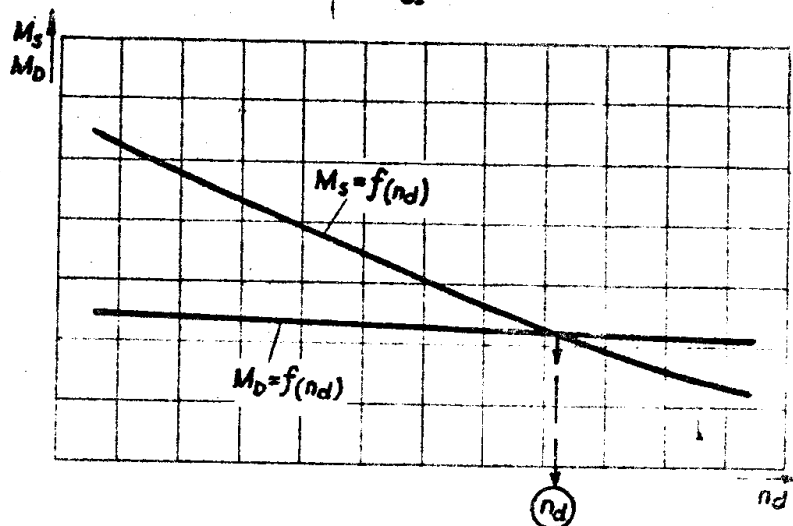


Fig. 8. Determinarea grafică a exponentului mediu politropic al destinderii

Dând diferite valori exponentului politropic n_d , se obțin următoarele rezultate:

- Tabelul 13 -

VALORILE MEMBRILOR ECUATIEI DE BILANT ENERGETIC PENTRU
DIFERITE VALORI n_d

n_d	M_s	M_D	$M = M_s - M_D$
1,27	30,7939	28,3591	2,4348
1,28	29,6941	28,3182	1,3759
1,29	28,6701	28,2782	0,3919
1,30	27,7145	28,2389	-0,5244
1,295	28,1842	28,2584	-0,0742
1,294	28,2801	28,2624	0,0177
1,2945	28,2321	28,2604	-0,0283
1,2944	28,2416	28,2608	-0,0192
1,2943	28,2512	28,2612	-0,0100
1,2942	28,2608	28,2616	-0,0008
1,2941	28,2705	28,2620	0,0085
1,29415	28,2656	28,2618	0,0038
1,29416	28,2647	28,2617	0,0030
1,29417	28,2637	28,2617	0,0020
1,29418	28,2628	28,2617	0,0011
1,29419	28,2618	28,2616	0,0002

Prin urmare, valoarea exponentului mediu politropic al destinderii este $n_d = 1,29419$, valoare pentru care diferența dintre cei doi membri ai ecuației este minimă.

În continuarea calculului acestui proces, se determină mărimile de stare ale fluidului motor la sfârșitul destinderii, utilizând relațiile (4), (5) și (6) din tabelul 12. Rezultă, de asemenea, rapoartele de destindere δ și de scădere a presiunii σ , cu relațiile (7) și (8).

În final, se verifică valoarea adoptată pentru temperatura gazelor arse reziduale. Utilizând relația (9), se calculează valoarea T_r' și se compară cu valoarea T_r adoptată în cadrul capitolului 2. În situația în care eroarea procentuală

$$\Delta T_r = \frac{|T_r' - T_r|}{T_r} \cdot 100 \quad [\%]$$

nu depășește 2%, alegerea făcută este corectă. În caz contrar, calculele se reiau cu noua valoare T_r' .

Valorile uzuale ale presiunii și temperaturii la sfârșitul destinderii sînt $p_b = (2 \dots 8) \cdot 10^5 \text{ Pa}$ și respectiv, $T_b = 900 \dots 1300 \text{ K}$. La motoarele lente și semirapide, comparativ cu cele rapide, se înregistrează valori mai scăzute ale acestor parametri, datorită gradului de destindere mai mare și temperaturii T_2 mai mică.

- CAPITOLUL 8 -

DETERMINAREA PARAMETRILOR INDICATI, EFECTIVI SI
CONSTRUCTIVI

Cunoscându-se mărimile de stare ale fluidului motor în punctele caracteristice ale ciclului de funcționare, se poate trece la determinarea valorilor parametrilor indicați și efectivi ai ciclului de funcționare, precum și a principalelor dimensiuni constructive ale motorului.

În cazul ipotetic analizat, conform căruia în fiecare ciclu de funcționare este arsă cantitatea de un kilogram de combustibil, în fiecare cilindru se dezvoltă lucrul mecanic indicat L_i definit de relația (1) din tabelul 14. Pe baza acestei valori, rezultă presiunea medie indicată p_i , randamentul indicat η_i și consumul specific indicat de combustibil c_i - relațiile (2), (3) și (4). Introducând și randamentul mecanic η_m , cu relațiile (5) (6) și (7), rezultă și valorile efective ale acestor parametri.

Exemplul numeric nr.11 Să se calculeze parametrii indicați și efectivi ai ciclului de funcționare la care se cunosc:
 $p_a = 0,200643 \text{ MPa}$; $V_a = V_b = 15,2175 \text{ m}^3$; $V_c = V_d = 0,951094 \text{ m}^3$;
 $V_z = 1,30470 \text{ m}^3$; $n_c = 1,35965$; $n_d = 1,29302$; $\eta_m = 0,84$; $\gamma = 2$; $\varphi_r = 0,98$;
 $L = 0,983924 \text{ kmol}$; $T_g = 408,399 \text{ K}$; $p_g = 0,215745 \text{ MPa}$; $\lambda_v = 1,08615$;
 $Q_i = 42273,6 \text{ kJ/kg}$; $p_c = 8,70173 \text{ MPa}$; $p_y = p_z = 12,2032 \text{ MPa}$ și $p_b = 0,509381 \text{ MPa}$.

R: Lucrul mecanic indicat dezvoltat are valoarea: $L_i = 12,2032 \cdot 10^6 \cdot (1,30470 - 0,951094) + (12,2032 \cdot 10^6 \cdot 1,30470 - 0,509381 \cdot 10^6 \cdot 15,2175) / (1,29302 - 1) + (0,200643 \cdot 10^6 \cdot 15,2175 - 8,70173 \cdot 10^6 \cdot 0,951094) / (1,35965 - 1) = 1,76751 \cdot 10^7 \text{ J}$. Raportând această valoare la cilindrarea unitară, rezultă presiunea medie indicată:
 $p_i = 0,98 \cdot 1,76751 \cdot 10^7 / (15,2175 - 0,951094) = 1,21415 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 1,21415 \text{ MPa}$. Randamentul indicat și, respectiv, consumul specific indicat de combustibil vor fi: $\eta_i = 8,31434 \cdot 0,983924 \cdot 408,399 \cdot 1,21415 / (0,215745 \cdot 1,08615 \cdot 42273,6) = 0,409493$ și $c_i = 3600 / (0,409493 \cdot 42273,6) = 0,207963 \text{ kg/kWh}$. La rândul lor, valorile parametrilor efectivi sînt: $p_e = 0,84 \cdot 1,21415 = 1,02089 \text{ MPa}$;
 $\eta_e = 0,84 \cdot 0,409493 = 0,343974$ și $c_e = 0,207963 / 0,84 = 0,247575 \text{ kg/kWh}$.

- Tabelul 14 -

RELATIE DE CALCUL ALB PARAMETRILOR INDICATI, EFECTIVI SI CONSTRUCTIVI

Parametrul	U.M.	Relatie de calcul	
Lucrul mecanic indicat realizat intr-un cilindru	J	$L'_1 = p_2(V_2 - V_1) + (p_2 V_2 - p_1 V_1) / (n_d - 1) + (p_1 V_1 - p_0 V_0) / (n_0 - 1)$	(1)
Presiunea medie indicată	Pa	- motoare în doi timpi: $p_1 = p_2 L'_1 / (V_2 - V_1)$ - motoare în patru timpi: $p_1 = p_2 L'_1 / (V_2 - V_1) + p_a - p_{ev}$	(2)
Randamentul indicat	-	- motoare cu admisie naturală: $\eta_i = L'_1 / (L'_1 + p_0 \lambda Q_1)$ - motoare supraalimentate: $\eta_i = L'_1 / (L'_1 + p_2 \lambda Q_1)$	(3)
Consumul specific indicat de combustibil	kg/kWh	$\sigma_1 = 3600 / \eta_i Q_1$	(4)
Presiunea medie efectivă	Pa	$p_e = \eta_m p_1$	(5)
Randamentul efectiv	-	$\eta_e = \eta_m \eta_i$	(6)
Consumul specific efectiv de combustibil	kg/kWh	$\sigma_e = \sigma_1 / \eta_m$	(7)
Lucrul mecanic indicat necesar a fi dezvoltat într-un cilindru	J	$L_{10} = 3600 \cdot p_e \cdot \tau / \eta_m n_i$	(8)

1 2 3

Coeficientul de similitudine

- motoare in doi timpi:
 $k = L_{10}/L_1 \varphi_r$ (9)

- motoare in patru timpi:
 $k = L_{10}/[L_1 \varphi_r + (p_a - p_{ev})(V_a - V_0)]$ (9')

Volumelo reale ale fluidului motor in punctele caracteristice ale ciclului de functionare
 m^3 $V'_a = V'_b = kV_a$ (10)
 m^3 $V'_c = V'_d = kV_c$ (11)
 m^3 $V'_e = kV_e$ (12)

Presiunea fluidului motor pe parcursul proceselor de compresie si destindere*
 Pa $P_{j0} = p_a(V'_a/V_j)^{n_0}$ (13)
 Pa $P_{jd} = p_z(V'_z/V_j)^{n_d}$ (14)

Lucrul mecanic indicat real dezvoltat intr-un cilindru
 J - analitic:
 $L_1 = p_z(V'_z - V'_j) + (p_z V'_z - p_b V'_b)/(n_d - 1) + (p_a V'_a - p_0 V'_c)/(n_0 - 1)$ (15)

- prin planimetrarea diagramei indicate (vezi exemplul numeric nr.13 si anexa 2,

Diametrul cilindrului	mm	$D = 10^3 \cdot \sqrt{4(V'_a - V'_c)/\pi \psi_d}$	(16)
Cursa pistonului	mm	$S = \psi_d D$	(17)
Cursa utilă a pistonului**	mm	$S_u = \psi_u S$	(18)
Raza manivelei	mm	$R = S/2$	(19)
Longimea bielei	mm	$L_b = R/\lambda_d$	(20)
Cilindrul unitar	dm ³	$V_g = 10^{-6} \cdot \pi D^2 S/4$	(21)

Cilindreea totală	dm^3	$V_t = iV_g$	(22)
Viteza medie a pistonului	m/s	$v_{mp} = 10-3 \cdot S_n/30$	(23)
Viteza unghiulară de rotație a arborului cotit	rad/s	$\omega = \pi n/30$	(24)
Puterea efectivă a motorului***	kW	$P_e = p_e \pi D^2 S_n / 12 \cdot 10^{13} \cdot \tau$ (25) $P_e = \eta_m \cdot 2 \cdot 314 \cdot i n / 30000 \cdot \tau$ (25) $P_e = 10^{-3} i V_g R_{aer} Q_1 \lambda_v \eta_m p_{aer} n \eta_i / 3000 \cdot 2 L_t \tau$ (25*)	(25)
Puterea indicată	kW	$P_i = P_e / \eta_m$	(26)
Puterea pe cilindru	kW/cil	$P_{cil} = P_e / i$	(27) 8
Puterea specifică de arie a pistonului	kW/m ²	$P_{es} = 4 \cdot 10^{-6} P_e / i \pi D^2 = 10^{-7} S_{pe} n / 3 \tau$	(28)
Puterea specifică volumică (puterea litrică)	kW/m ³	$P_{sv} = 4 \cdot 10^{-9} P_e / i \pi D^2 S_g = 10^{-4} \cdot p_{en} / 3 \tau$	(29)
Indicele de baleiaj	m/min	$IB = 10^{-3} D n = 30 D v_{mp} / S$	(30)
Gradul de solioitare a motorului	N/ms	$\gamma_{sol} = 2 V_{mp} p_e / \tau = 10^{-3} S_{npe} / 15 \tau$	(31)
Dimensiunile de gabarit ale motorului (fig.11): - lungimea - înălțimea (de la axa de rotație)	mm mm	$L_{mot} = C_L D_i$ (32) $H = C_H S$ (33)	(32) (33)

1	2	3
- adâncimea (de la axa de rotație)	mm	$E = C_E S$ (34)
- lățimea	mm	$E = C_P S$ (35)

Observații: * V_j reprezintă valoarea instantanee a volumului ocupat de fluidul motor, iar P_{j0} și p_{j0} valorile corespunzătoare ale presiunii în procesele de comprimare și, respectiv, destindere.

** Se calculează numai la motoarele în doi timpi.

*** Valoarea calculată P_e va fi comparată cu cea impusă P_{ec} în relația (25").
 $R_{aer} = 287 \text{ J/kg} \cdot \text{grd}$ reprezintă constanta caracteristică a aerului, iar

ρ_{aer} - densitatea acestuia la presiunea P_0, P_g sau P_{bal} în kg/m^3 .

În conformitate cu datele experimentale, valorile uzuale ale parametrilor indicați și efectivî se încadrează între următoarele limite:

a) presiunile medii indicată și efectivă depind de numărul de timpi și de felul admisiei:

- motoare în patru timpi, cu admisie naturală: $p_i = (6...10) \cdot 10^5 \text{ Pa}$ și $p_e = (5...8) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- motoare în patru timpi, supraalimentate: $p_i = (10...25) \cdot 10^5 \text{ Pa}$ și $p_e = (7,5...20) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- motoare în doi timpi, cu admisie naturală: $p_i = (5,5...9) \cdot 10^5 \text{ Pa}$ și $p_e = (4...7) \cdot 10^5 \text{ Pa}$;
- motoare în doi timpi, supraalimentate: $p_i = (9...20) \cdot 10^5 \text{ Pa}$ și $p_e = (7...16) \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

b) randamentul indicat:

- motoare în patru timpi: $\eta_i = 0,42...0,50$;
- motoare în doi timpi: $\eta_i = 0,35...0,48$.

c) randamentul efectiv:

- motoare lente: $\eta_e = 0,35...0,45$;
- motoare rapide: $\eta_e = 0,30...0,40$.

d) consumul specific indicat de combustibil:

- motoare în patru timpi: $c_i = 160 ... 195 \text{ g/kWh}$ ($120...140 \text{ g/CPh}$);
- motoare în doi timpi: $c_i = 175...245 \text{ g/kWh}$ ($130...180 \text{ g/CPh}$);

e) consumul specific efectiv de combustibil:

- motoare lente: $c_e = 190...230 \text{ g/kWh}$ ($140...170 \text{ g/CPh}$);
- motoare rapide: $c_e = 215 ... 285 \text{ g/kWh}$ ($160...210 \text{ g/CPh}$).

Valorile indicate sînt corespunzătoare construcțiilor clasice de motoare diesel navale. Cele mai recente realizări ale firmelor constructoare (motoarele cu cursă superlungă tip RFA ale firmei Sulzer, de exemplu) asigură o îmbunătățire sensibilă a performanțelor atinse, randamentul efectiv crescînd peste $\eta_e = 0,50$, iar consumul specific efectiv scăzînd sub $c_e = 175 \text{ g/kWh}$ (130 g/CPh).

Conform ipotezelor simplificatoare din cadrul capitolului 2, calculul a fost efectuat pînă în prezent în condițiile arderii cantității de un kilogram de combustibil în fiecare ciclu. Diagrama indicată acestui ciclu este similară celei reale, diferind numai valorile volumelor ocupate de fluidul motor în punctele caracteristice. Calculînd lucrul mecanic indicat necesar a fi realizat L_{i0} cu relația (8) din tabelul 14, se poate determina coeficientul de similitudine k dintre cele două cicluri (real și ipotetic). Determinarea se face în funcție de numărul de timpi al ciclului de funcționare, cu una dintre relațiile (9) sau (9'), iar în continuare rezultă volumele reale ocupate de fluidul motor în punctele caracteristice ale ciclului - relațiile (10, 11 și 12).

Pentru trasarea diagramei indicate este necesară determinarea curbelor corespunzătoare proceselor de comprimare și de destindere. Această determinare se efectuează cu ajutorul relațiilor (13) și (14), pentru diferite valori ale volumelor ocupate de fluid V_j . Evident, variațiile volumului V_j sînt cuprinse între V_a' și V_c' pentru curba de comprimare și, respectiv între V_z' și V_b' pentru curba de destindere. Calculele se organizează tabelar așa cum reiese și din exemplul numeric nr.12. Pentru asigurarea unei corectitudini sporite a trasării diagramei, numărul volumelor V_j nu trebuie să fie mai mic de 10...15.

Cu ajutorul valorilor calculate, poate fi trasată diagrama indicată teoretică, similară celei prezentate în figura 1. Pentru obținerea diagramei indicate reale este necesară rotunjirea diagramei în zonele proceselor de ardere și, respectiv, de evacuare. Rotunjirea se realizează astfel încît curba diagramei reale să fie tangentă la procesele izocore c-y și b-a și, respectiv, la procesul izobar y-z, aproximativ la mijlocul acestora (fig. 9). În plus, în cazul motoarelor în patru timpi, se vor trasa și dreptele corespunzătoare proceselor de admisie și, respectiv, de evacuare (v. exemplul numeric nr.12).

Exemplul numeric nr. 12. Să se traseze diagrama indicată a ciclului de funcționare al unui motor în 4 timpi, la care se cunosc:

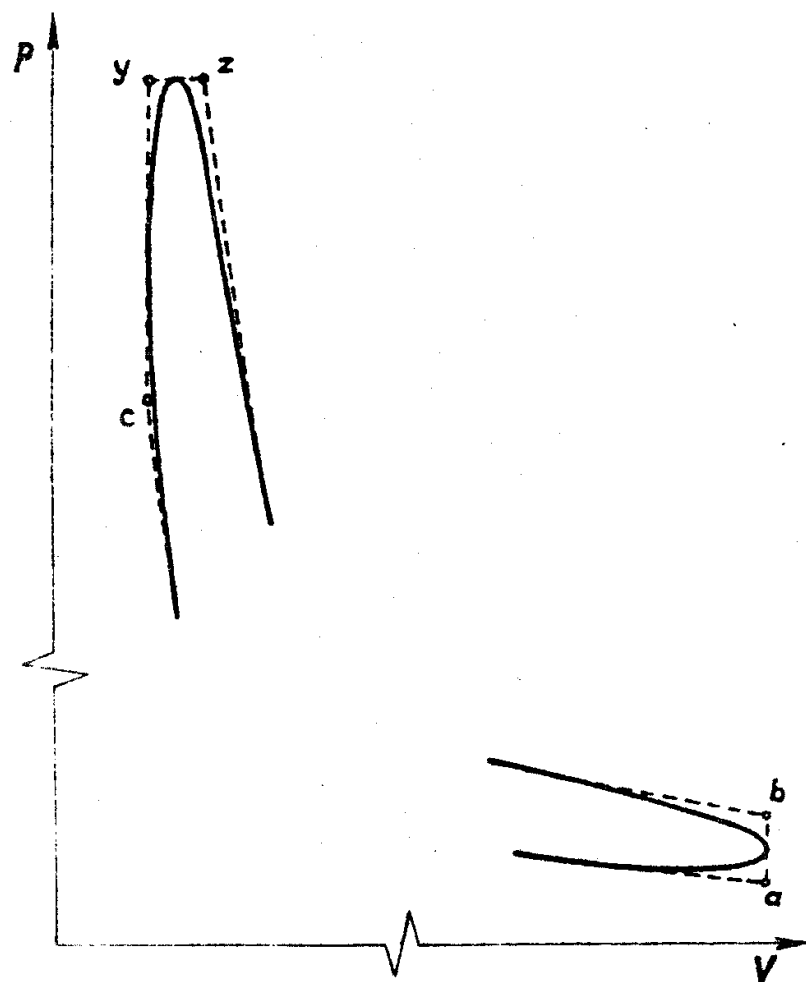


Fig. 9. Rotunjirea diagramei indicate a ciclului de funcționare

$\varepsilon = 16$; $p_a = 0,191523 \text{ MPa}$; $p_z = 12,8489 \text{ MPa}$; $p_{ev} = 0,164751 \text{ MPa}$;
 $V_a = 5,03875 \text{ dm}^3$; $V_z = 0,404949 \text{ dm}^3$; $n_c = 1,36059$; $n_d = 1,29257$.

R: Volumul minim ocupat de fluidul motor are valoarea
 $V_c = V_a / \varepsilon = 5,03875 / 16 = 0,314922 \text{ dm}^3$. Utilizând relațiile (13)
 și (14) din tabelul 14, se calculează presiunile fluidului
 motor pe parcursul proceselor de comprimare și de destindere.
 Rezultatele obținute sînt centralizate în următorul tabel:

- Tabelul 15 -
VALORILE PRESIUNII FLUIDULUI MOTOR IN PROCESELE DE
COMPRIMARE SI DESTINDERE

Vj [dm ³]	pjc [MPa]	pjd [MPa]	Vj [dm ³]	pjc [MPa]	pjd [MPa]
0,314922	8,32780	-	2,4	0,525390	1,28812
0,4	6,01493	-	2,6	0,471181	1,16152
0,404949	-	12,8489	2,8	0,425982	1,05542
0,5	4,43989	9,78377	3,0	0,387815	0,965379
0,6	3,46450	7,72959	3,2	0,355212	0,888085
0,7	2,80899	6,33322	3,4	0,327098	0,821158
0,8	2,34229	5,32926	3,6	0,302618	0,762670
0,9	1,99550	4,57665	3,8	0,281158	0,711176
1,0	1,72899	3,99400	4,0	0,262201	0,665558
1,2	1,34916	3,15541	4,2	0,245360	0,624893
1,4	1,09391	2,58538	4,4	0,230314	0,588433
1,6	0,912155	2,17555	4,6	0,216794	0,555566
1,8	0,777093	1,86831	4,8	0,204598	0,525844
2,0	0,673303	1,63041	5,0	0,193544	0,498815
2,2	0,591423	1,44144	5,03875	0,191523	0,493863

Pe baza acestor date, în figura 10 este trasată diagrama indicată a ciclului de funcționare, fiind efectuate și rotunjirile diagramei în scopul obținerii diagramei ciclului real.

Fiind trasată diagrama indicată a ciclului de funcționare, poate fi determinat lucrul mecanic indicat dezvoltat în cadrul ciclului. Determinarea poate fi efectuată analitic (cu ajutorul relației (15) din tabelul 14) sau prin planimetrarea diagramei indicate. Planimetrarea se realizează cu ajutorul unui dispozitiv special, obținându-se aria conturului diagramei. Având în vedere scările utilizate în construcția diagramei pentru presiune k_p și, respectiv, volum k_V , rezultă lucrul mecanic indicat

$$L_i(\text{gr}) = A k_p k_V [\text{J}],$$

unde A este aria obținută prin planimetrare. În cazul unor deter-

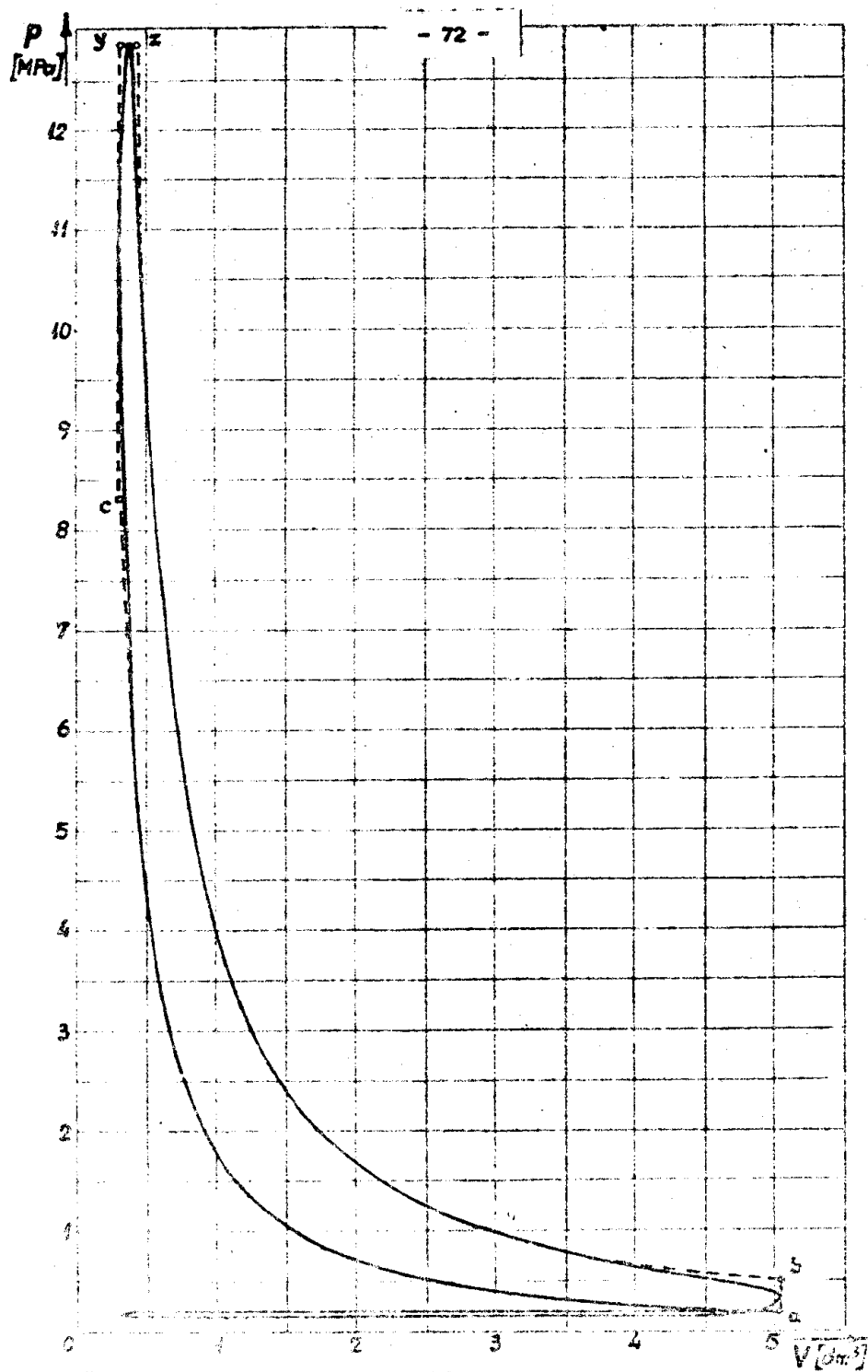


Fig. 13. Diagrama indicată a ciclului de funcționare
din exemplul anterior nr. 12

minări corecte, eroarea procentuală de calcul nu va depăși 2%:

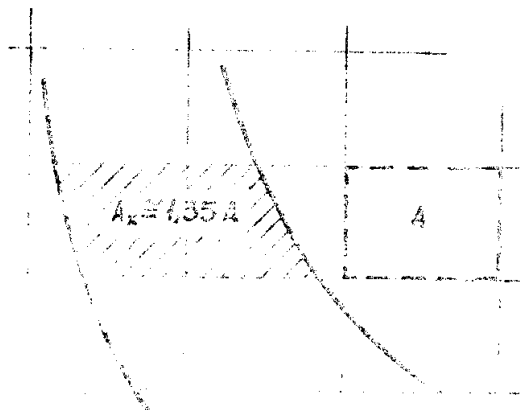
$$\Delta L_1 = \frac{|L_1^{rel(15)} - L_1(gr)|}{L_1^{rel(15)}} \cdot 100 < 2\%.$$

Atunci cînd nu se dispune de planimetru, diagrama se va trasa pe hîrtie milimetrică și aria se va obține prin însumarea unor elemente de arie a căror valoare va fi estimată (eroarea va fi cu atît mai mică, cu cît elementele de arie vor fi mai mici). Această metodă aproximativă va fi exemplificată în continuare, cu mențiunea că elementele de arie vor fi exprimate direct în unități de măsură ale lucrului mecanic.

Exemplul numeric nr. 13 Să se determine lucrul mecanic indicat dezvoltat în cazul ciclului teoretic de funcționare din precedentul exemplu.

R: Utilizînd relația (15) din tabelul 14 și valorile din exemplul numeric nr. 12 (exprimate în Pa - presiunile și, respectiv, în m³-volumele), rezultă: $L_1 = 12,8489 \cdot 10^6$.
 $(0,404949 \cdot 10^{-3} - 0,314922 \cdot 10^{-3}) + (12,8489 \cdot 10^{-6} \cdot 0,404949 \cdot 10^{-3} - 0,493863 \cdot 10^6 \cdot 5,03875 \cdot 10^{-3}) / (1,29257 - 1) + (0,191523 \cdot 10^6 \cdot 5,03875 \cdot 10^{-3} - 8,3278 \cdot 10^6 \cdot 0,314922 \cdot 10^{-3}) / (1,36059 - 1) = 1156,75 + 9278,80 - 4936,83 = 5838,72 \text{ J}.$

Pentru aplicarea celei de-a doua metode de determinare, se consideră elementele de arie pe care le formează paralelele la axa volumelor cu conturul diagramei indicate teoretice (nerotunjite) din fig. 10.



Luind ca element de referință dreptunghiul cu înălțimea de 0,5 MPa și lungimea de 0,5 dm³, se estimează succesiv ariile elementelor componente în funcție de aria A a elementului de referință, după modelul ilustrat în figura 11. Rezultatele estimărilor sînt centralizate în următorul tabel:

- Tabelul 16 -

VALORILE APROXIMATIVE ALE ELEMENTELOR DE ARIE ALE
DIAGramei INDICATE DIN FIGURA 10

Intervalul de presiune Δp [MPa]	Aria relativă A_x	Intervalul de presiune Δp [MPa]	Aria relativă A_x
0, - 0,5	1,80A	6,5 - 7,0	0,60A
0,5 - 1,0	3,50A	7,0 - 7,5	0,55A
1,0 - 1,5	2,15A	7,5 - 8,0	0,55A
1,5 - 2,0	1,85A	8,0 - 8,5	0,55A
2,0 - 2,5	1,60A	8,5 - 9,0	0,50A
2,5 - 3,0	1,45A	9,0 - 9,5	0,45A
3,0 - 3,5	1,30A	9,5 - 10,0	0,35A
3,5 - 4,0	1,10A	10,0 - 10,5	0,30A
4,0 - 4,5	0,90A	10,5 - 11,0	0,25A
4,5 - 5,0	0,80A	11,0 - 11,5	0,20A
5,0 - 5,5	0,75A	11,5 - 12,0	0,20A
5,5 - 6,0	0,70A	12,0 - 12,5	0,20A
6,0 - 6,5	0,65A	12,5 - 13,0	0,15A

Prin însumarea elementelor de arie, se obține aria diagramei indicate teoretice:

$$A_d = \sum_{x=1}^{26} A_x = 23,4 \cdot A.$$

Aria elementului de referință fiind

$$A = 0,5 \cdot 0,5 = 0,25 \text{ MPa} \cdot \text{dm}^3 = 250 \text{ J},$$

lucrul mecanic indicat va fi:

$$L_1(\text{gr}) = A_d = 23,4 \cdot 250 = 5850 \text{ J}.$$

În locul estimărilor valorilor elementelor de arie se poate utiliza valoarea exactă, deoarece, diferanța pro-

$$\Delta L_1 = \frac{|L_1(\text{an}) - L_1(\text{gr})|}{L_1(\text{an})} \cdot 100 = \frac{|5838,72 - 5850|}{5838,72} \cdot 100 = 0,193193 \%$$

În continuarea calculului termic, cu ajutorul relațiilor (16, 17,22), se determină principalele dimensiuni constructive ale motorului: alezaj, cursă, cursa utilă a pistonului (numai la motoarele în doi timpi), raza manivelei, lungimea bielei, cilindrul unitară și totală. Se calculează, de asemenea, viteza medie a pistonului și viteza unghiulară de rotație a arborelui cotit - relațiile (23) și (24).

În situația în care a fost ales un motor de referință, se urmărește obținerea unor valori D și S cât mai apropiate de cele ale motorului (erori procentuale maxime de 2%). În caz contrar, succesiunea calculului pentru determinarea diametrului cilindrului și a cursei pistonului ar fi următoarea:

a) în funcție de tipul și de destinația motorului, se admit limite pentru viteza medie a pistonului v_{mp} (v. subcapitolul 2.3);

b) după destinația motorului, având stabilită turația, se calculează cursa pistonului S , folosind relația (23) din tabelul 14;

c) pentru o anumită mărime a presiunii medii efective P_e , diametrul cilindrului D va depinde numai de numărul de cilindri ai motorului i și de cursa pistonului S :

$$D = \sqrt{\frac{12 \cdot 10^3 \cdot P_e \cdot \tau}{i \pi P_e n}} \cdot \sqrt{\frac{1}{S}} = \frac{C_i}{\sqrt{S}} \text{ [mm]}.$$

Adoptînd diferite valori pentru numărul de cilindri i , calculul poate fi sistematizat conform tabelului 17.

- Tabelul 17 -

DIAMETRUL CILINDRULUI ȘI CURSA PISTONULUI

Nr. crt.	v_{mp} [m/s]	$S = \frac{30 \cdot v_{mp}}{10^3 \cdot n}$ [mm]	i_1		i_2		i_3	
			$D_1 = C_{i1} / \sqrt{S}$ [mm]	S/D_1 [-]	$D_2 = C_{i2} / \sqrt{S}$ [mm]	S/D_2 [-]	$D_3 = C_{i3} / \sqrt{S}$ [mm]	S/D_3 [-]
1								
2								
3								

Pentru fiecare variantă a numărului de cilindri se va determina mărimea diametrului D , corespunzătoare cursei S .

Important este ca din mulțimea de mărimi S și D să fie selectate dimensiunile corespunzătoare unui anumit număr de cilindri și unei anumite viteze medii a pistonului. În acest scop, se alege o pereche de valori S și D , de preferință numere întregi.

Această condiție nu este impusă și pentru viteza medie v_{mp} și raportul $\psi_d = S/D$. În ceea ce privește raportul ψ_d , acesta este necesar doar pentru comparație, urmărindu-se încadrarea între limitele uzuale (v. subcapitolul 2.24). În următorul exemplu este prezentat modul de stabilire a acestor dimensiuni.

Exemplul numeric nr. 14 Să se determine dimensiunile constructive principale (alezajul D și cursa S) pentru un motor destinat antrenării unui generator electric. Motorul dezvoltă puterea efectivă $P_e = 1176,8$ KW (1600 CP) la turația $n = 1000$ rot/min. Se mai cunosc: presiunea medie efectivă $p_e = 15,982$ bar și numărul de timpi $\zeta = 4$.

R: Avînd în vedere construcțiile uzuale de motoare auxiliare navale, se vor lua în considerație variantele cu 4, 5, ..., 9 cilindri în linie. Rezultă pentru constanta:

$$C_1 = \sqrt{\frac{12 \cdot 10^{13} P_e \zeta}{1 \pi p_e n}} = \sqrt{\frac{12 \cdot 10^{13} \cdot 1176,8 \cdot 4}{1 \cdot \pi \cdot 15,982 \cdot 10^5 \cdot 1000}} = \sqrt{1,12503 \cdot 10^8 / i} \text{ [mm}^{3/2}\text{]}$$

următoarele valori corespunzătoare numărului de cilindri i :

$$C_{i=4} = 5303,36 \text{ mm}^{3/2};$$

$$C_{i=5} = 4743,47 \text{ mm}^{3/2};$$

$$C_{i=6} = 4330,18 \text{ mm}^{3/2};$$

$$C_{i=7} = 4008,97 \text{ mm}^{3/2};$$

$$C_{i=8} = 3750,04 \text{ mm}^{3/2};$$

$$C_{i=9} = 3535,58 \text{ mm}^{3/2}.$$

Conform datelor experimentale, în cazul motoarelor rapide și semirapide, viteza medie a pistonului variază între 7,5 și 12 m/s. Dînd diverse valori acestui parametru din 0,5 în 0,5 m/s, se determină principalele dimensiuni constructive cu relațiile:

$$S = 3 \cdot 10^4 \cdot v_{mp} / n = 30 \cdot v_{mp} \text{ [mm]};$$

$$D = C_1 / \sqrt{S} \text{ [mm]};$$

$$\psi_d = S/D.$$

Rezultatele sînt centralizate în următorul tabel:

- Tabelul 18 -

VALORILE DIAMETRULUI CILINDRULUI SI CURSEI PISTONULUI

v_{mp} m/s	S mm	para- metrul	$i_1=4$	$i_2=5$	$i_3=6$	$i_4=7$	$i_5=8$	$i_6=9$
7,5	225	D, mm	353,558	316,232	288,679	267,264	250,003	235,700
		Ψ_d	0,636389	0,711504	0,779414	0,841863	0,899989	0,954583
8,0	240	D, mm	342,331	306,190	279,512	258,778	242,064	228,220
		Ψ_d	0,701077	0,783827	0,858640	0,927437	0,991472	1,05161
8,5	255	D, mm	332,110	297,048	271,166	251,051	234,837	221,406
		Ψ_d	0,767819	0,858448	0,940382	1,01573	1,08586	1,15173
9,0	270	D, mm	322,752	288,679	263,526	243,978	228,220	215,160
		Ψ_d	0,836554	0,935296	1,02457	1,10666	1,18307	1,25482
9,5	285	D, mm	314,144	280,979	256,498	237,471	222,133	209,429
		Ψ_d	0,907227	1,01431	1,11112	1,20015	1,28301	1,36084
10,0	300	D, mm	306,190	273,865	250,003	231,458	216,509	204,327
		Ψ_d	0,979784	1,09543	1,19999	1,29613	1,38562	1,46868
10,5	315	D, mm	298,811	267,264	243,978	225,880	211,291	199,207
		Ψ_d	1,05418	1,17861	1,29110	1,39455	1,49083	1,58127
11,0	330	D, mm	291,941	261,120	238,368	220,686	206,433	194,627
		Ψ_d	1,13037	1,26379	1,38441	1,49533	1,59858	1,69552
11,5	345	D, mm	285,524	255,380	233,129	215,836	201,896	190,349
		Ψ_d	1,208307	1,35093	1,47987	1,59844	1,70880	1,81246
12,0	360	D, mm	279,512	250,003	228,220	211,291	197,645	186,241
		Ψ_d	1,28796	1,43998	1,57742	1,70381	1,82145	1,93194

Examinînd datele din tabelul 18, se constată că pentru cele
aceste viteze medii luate în considerare s-au obținut trei variante
acceptabile, toate caracterizate prin diametrul cilindrului
 $D = 250,003 \text{ mm} \approx 250 \text{ mm}$:

- a) $i = 5$ și $S = 360 \text{ mm}$ ($\Psi_d = 1,43998$);
- b) $i = 6$ și $S = 300 \text{ mm}$ ($\Psi_d = 1,19999$);
- c) $i = 8$ și $S = 225 \text{ mm}$ ($\Psi_d = 0,899989$).

Dintre aceste variante, prima nu asigură o echilibrare inter-
nă bună a motorului (număr impar de cilindri), iar cea de-a treia
conduce la alungirea exagerată a acestuia. Varianta b) este soluția
cea mai avantajoasă, ea fiind întîlnită, de altfel la motoarele
Sulzer A-AS25/30 și Nohab F20.

Prin creșterea numărului de valori luate în considerație
pentru viteza medie a pistonului, pot fi obținute și alte valori

ale dimensiunilor constructive. Astfel, pentru $v_{mp} = 9,26667 \text{ m/s}$, rezultă $S = 278 \text{ mm}$. Utilizând $i = 8$, se obține $D = 224,913 \text{ mm} \approx 225 \text{ mm}$ ($\psi_d \approx 1,236$).

Utilizând una dintre relațiile (25), (25') sau (25'') se determină puterea efectivă dezvoltată de motor. În situația în care valoarea obținută este apropiată de cea impusă (valoarea P_{ec} - cap. 2), se poate considera calculul corect. Și în acest caz, se admite o eroare procentuală de maximum două procente:

$$\Delta P_e = \frac{|P_{ec} - P_e|}{P_{ec}} \cdot 100 < 2\%.$$

În caz contrar, calculul trebuie reluat cu alte valori ale parametrilor inițiali. Puterea indicată poate fi calculată, la rândul ei, cu relația (26).

Pentru aprecierea gradului de solicitare a motorului și a economicității acestuia se folosesc următorii parametrii: P_i ; P_e ; η_i ; η_e ; c_i ; c_e ; λ_v . În același scop se mai folosesc și următorii indici:

- puterea pe cilindru, P_{cil} - relația (27);
- puterile specifice de arie și volumică, P_{sa} și P_{sv} - relațiile (28) și (29);
- indicele de baleiaj, IB - relația (30);
- gradul de solicitare a motorului, λ_{sol} - relația (31).

În următorul exemplu numeric este ilustrat modul de determinare a indicilor de performanță ai unui motor diesel naval.

Exemplul numeric nr. 15 Să se determine indicii de performanță ai unui motor în doi timpi, cu 6 cilindri în linie avînd alezajul $D = 520 \text{ mm}$ și cursa pistonului $S = 1050 \text{ mm}$. Se cunosc: $p_e = 1,28573 \cdot 10^6 \text{ Pa}$; $n = 157 \text{ rot/min}$; $\eta_m = 0,89$; $\varphi_r = 0,98$; $L_1 = 3,28714 \cdot 10^5 \text{ J}$; $Q_1 = 37142 \text{ kJ/kg}$; $\lambda_v = 0,983053$; $\alpha = 1,82$; $L_t = 0,435714 \text{ kmol}$ aer; $T_g = 445,575 \text{ K}$ și $p_g = 2,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.

R: Utilizînd relația (25), rezultă puterea efectivă:

$$P_e = p_e \pi D^2 S n / 12 \cdot 10^3 \cdot \tau = 1,28573 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 520^2 \cdot 1050 \cdot 6 \cdot 157 / 12 \cdot 10^3 \cdot 2 = 4501,27 \text{ kW (6120 CP)}.$$

La aceeași valoare se ajunge aplicînd relația (25'):

$$P_e = \eta_m \varphi_r L_1 n / 30000 \cdot \tau = 0,89 \cdot 0,98 \cdot 3,28714 \cdot 10^5 \cdot 157 \cdot 6 / 30000 \cdot 2 = 4501,26 \text{ kW (6120 CP)}.$$

Pentru aplicarea relației (25"), este necesară determinarea inițială a valorilor unor parametri. - Astfel, cilindrul unitar este:

$$V_s = 10^{-6} \pi D^2 S / 4 = 10^{-6} \cdot \pi \cdot 520^2 \cdot 1050 / 4 = 222,990 \text{ dm}^3.$$

Densitatea aerului de admisie, la ieșirea din suflantă, are valoarea:

$$\rho_{aer} = p_s / T_s R_{aer} = 2,5 \cdot 10^5 / 445,575 \cdot 287 = 1,95496 \text{ kg/m}^3,$$

iar randamentul indicat este:

$$\eta_i = \frac{L T_s p_i / p_s \lambda_v Q_i}{L T_s p_e / p_s \lambda_v Q_i} = \frac{L T_s p_i / p_s \lambda_v Q_i}{L T_s p_e / p_s \lambda_v Q_i} =$$

$$= 8,31434 \cdot 1,82 \cdot 0,435714 \cdot 445,575 \cdot 1,28573 \cdot 10^6 / 0,89 \cdot 2,5 \cdot 10^5 \cdot 0,983053 \cdot 37142 = 0,464942.$$

Cu ajutorul acestor valori, conform relației (25"), puterea efectivă are valoarea:

$$P_e = 10^{-3} i V_s R_{aer} Q_i \lambda_v \eta_{aer} \eta_i / 3000 L T_s = 10^{-3} \cdot 6 \cdot 222,990 \cdot 0,287 \cdot 37142 \cdot 0,983053 \cdot 0,89 \cdot 1,95496 \cdot 157 \cdot 0,464942 / 30 \cdot 1,82 \cdot 8,31434 \cdot 0,435714 \cdot 2 = 4501,27 \text{ kW (6120 CP)}.$$

Se remarcă faptul că, indiferent de relația utilizată, s-a obținut aceeași valoare a puterii efective dezvoltată de motor. Ceilalți indici de performanță ai motorului vor fi:

- puterea pe cilindru:

$$P_{cil} = P_e / i = 4501,27 / 6 = 750,212 \text{ kW/cil (1020 CP/cil)};$$

- puterea specifică de arie a pistonului:

$$P_{sa} = 4 \cdot 10^6 P_e / i \pi D^2 = 4 \cdot 10^6 \cdot 4501,27 / 6 \cdot \pi \cdot 520^2 =$$

$$= 3532,54 \text{ kW/m}^2 (4802,91 \text{ CP/m}^2);$$

- Puterea specifică volumică:

$$P_{sv} = 4 \cdot 10^9 P_e / i \pi D^2 S = 4 \cdot 10^9 \cdot 4501,27 / 6 \cdot \pi \cdot 520^2 \cdot 1050 =$$

$$= 3364,33 \text{ kW/m}^3 (4574,21 \text{ CP/m}^3);$$

- indicele de baleiaj:

$$I_B = 10^{-3} \cdot D n = 10^{-3} \cdot 520 \cdot 157 = 81,64 \text{ m/min};$$

- gradul de solicitare:

$$\gamma_{sol} = 10^{-3} S n p_e / 150 = 10^{-3} \cdot 1050 \cdot 157 \cdot 1,28573 \cdot 10^6 / 15 \cdot 2 =$$

$$= 7,06509 \cdot 10^6 \text{ N/ms}.$$

Dacă se dorește și stabilirea dimensiunilor de fabricație ale motorului, pot fi utilizate relațiile (26), (27), (28) și (29), pe baza notărilor din figura 12.

Astfel, principalele dimensiuni ale motorului, care

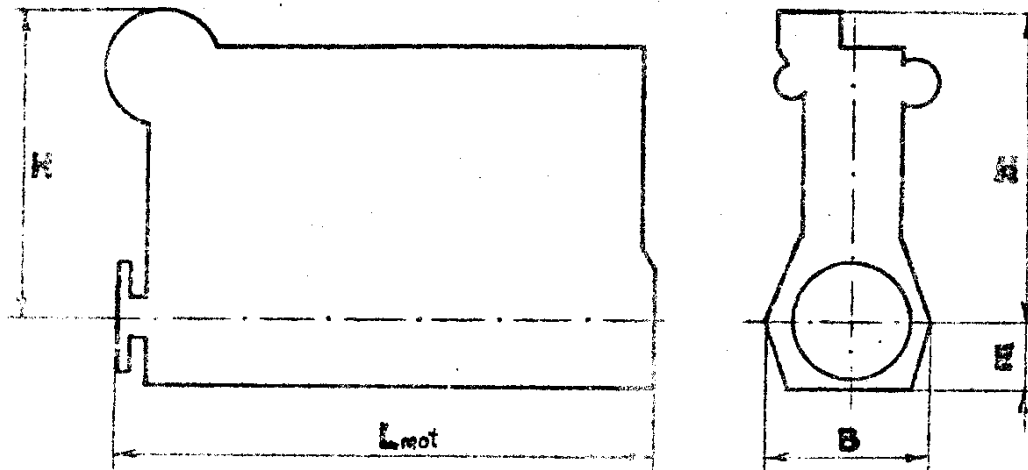


Fig. 32. Dimensiunile de gabarit ale motoarelor diesel navale

Interesează în faza de proiectare a motorului sînt:

- lungimea: L_{mot} , reprezentînd distanța maximă de la extremitatea din față a motorului la flanșa de cuplare a arborelui cotit;
- înălțimea H , reprezentînd distanța de la axa arborelui cotit pînă la cele mai înalte piese ale motorului;
- adîncimea B , care reprezintă distanța de la axa arborelui cotit pînă la extremitatea inferioară a cîterului;
- lățimea B , reprezentînd distanța dintre extremitățile celor două tîlpi de fixare a motorului pe postament.

Acese dimensiuni depind de puterea motorului, turația arborelui cotit, tipul cilindrului motor și numărul de cilindri. Coeficienții C_L , C_H , C_B din relațiile (32, 33, 34 și 35) vor depinde de tipul și de puterea motorului.

Valorile caracteristice ale acestor coeficienți sînt următoarele:

- Tabelul 19 -

COEFICIENTII DIMENSIUNILOR DE GABARIT

Coeficientul	MAC semirapide în patru timpi	MAC lente în doi timpi
C_L	2,0.....2,9	2,4.....3,7
C_H	6,0.....8,5	5,6.....7,5
C_E	2,0.....2,5	1,0.....1,2
C_B	4,3.....6,3	3,4.....5,0

Limitele acestor coeficienți trebuie privite ca fiind valabile pentru un anumit stadiu de dezvoltare a tehnologiei de construcție a motoarelor și deci susceptibile de a fi revizuite în timp.

EXEMPLU DE CALCUL TERMIC

În scopul creșterii caracterului practic-aplicativ al prezentei lucrări, în cadrul acestei anexe este prezentat un exemplu de calcul termic al unui motor diesel naval. A fost ales un motor de propulsie navală, de putere ridicată, care poate funcționa atât cu motorină, cât și cu combustibil greu.

Inițial este prezentată varianta standard a calculului efectuat în condițiile funcționării motorului cu combustibil diesel marin. Calculul are drept scop atât verificarea parametrilor constructiv-funcționali ai motorului de referință, cât și obținerea unor informații suplimentare referitoare la ciclul de funcționare al motorului.

În final este luată în considerație și funcționarea motorului cu combustibil greu, deci în condițiile prezenței sulfului în compoziția fluidului motor. De această dată, nu vor fi prezentate decât rezultatele obținute, prezentarea fiind făcută tabelar, împreună cu precedentele valori obținute. În ambele situații sunt prezentate variantele finale ale calculelor termice efectuate, varianta la care s-a ajuns după mai multe încercări vizând obținerea unor valori P_e , S și D cât mai apropiate de cele ale motorului de referință. În cadrul exemplului prezentat vor fi efectuate referiri bibliografice atât la alegerea parametrilor inițiali de calcul, cât și în interpretarea rezultatelor obținute. Aceste referiri corespund lucrărilor prezentate la sfârșitul lucrării.

I. Parametrii constructiv-funcționali ai motorului de referință

Calculul urmează a fi efectuat pentru un motor de propulsie navală lent, cu cap de cruce, supraalimentat cu răcirea intermediară a aerului, în doi timpi. Motorul este produs de firma Burmeister & Wein, având următoarele caracteristici:

- tipul motorului: 7K98FF (7 cilindri; K - motor în doi timpi, cu cap de cruce; 98 cm - alezajul; F - motor reversibil; F - motor principal, cuplat direct cu elicea);

- diametrul cilindrului: 980 mm;
- cursa pistonului: 2000 mm;
- puterea efectivă: 24500 CP (3500 CP/cil);
- numărul de cilindri: 7 buc;
- presiunea medie efectivă: 10,5 kgf/cm²;
- presiunea maximă de ardere: cca. 80 kgf/cm²;
- presiunea de comprimare: cca. 63 kgf/cm²;
- raportul de comprimare: 12,5;
- tipul turbinei de supraalimentare (2 buc): B & W-T1080F;
- turația turbinei de supraalimentare: 5500 rot/min;
- presiunea de supraalimentare: cca. 2,1 kgf/cm²;
- presiunea de ungere: 3.....5 kgf/cm²;
- consumul de ulei:
 - ungere cilindri: 16,5 kg/cil.-zi;
 - ungere motor: 9.....10 kg/cil.-zi;
- temperatura uleiului de răcire pistoane:
 - intrare: 40.....50°C;
 - ieșire: 50.....60°C;
- presiunea uleiului de răcire pistoane: 1,7.....1,9 kgf/cm²;
- temperatura apei de răcire cilindri:
 - intrare: 50.....60°C;
 - ieșire: 55.....65°C;
- presiunea apei de răcire cilindri: 2,5 kgf/cm²;
- debitul pompei de apă răcire cilindri: 600 m³/h;
- temperatura combustibilului răcire injectoare:
 - intrare: 20.....30°C;
 - ieșire: 35.....55°C;
- debitul pompei de combustibil răcire injectoare: 5 m³/h;
- presiunea combustibilului răcire injectoare: 5 kgf/cm²;
- presiunea de injecție (3 injectoare/cilindru): 700 kgf/cm²;
- consumul specific efectiv de combustibil (la funcționarea cu motorină având Q₁ = 10200 kcal/kg): 165 g/CP.h;
- ordinea de aprindere: 1 - 7 - 2 - 5 - 4 - 3 - 6 ;
- dimensiunile de gabarit:
 - lungimea totală: 17,77 m;
 - distanța între axele a doi cilindri alăturați: 1,90 m;
 - lățimea maximă: 9,10 m;

- înălțimea maximă de la axa de rotație: 11,00 m;
- adâncimea maximă de la axa de rotație: 2,15 m;
- masa totală a motorului (umed/uscat): 1173/1076 t.

II. Alegerea parametrilor inițiali de calcul

În conformitate cu datele prezentate anterior, în cadrul calculului termic vor fi utilizați următorii parametri inițiali:

- puterea efectivă (necesar a fi dezvoltat): $P_{ec} = 18019,7 \text{ kW (24500 CP)}$;
- numărul de timpi: $\xi = 2$;
- turația nominală: $n = 100 \text{ rot/min}$;
- numărul de cilindri: $i = 7$;
- raportul de comprimare: $\varepsilon = 12,5$;
- presiunea de supraalimentare: $p_s = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Pa (cca. } 2,1 \text{ kgf/cm}^2\text{)}$;
- raportul cursă/diametru: $\psi_d = 2,04082(2000/980)$.

Calculul va fi efectuat în condițiile funcționării motorului cu combustibil diesel marin cu putere calorifică inferioară $Q_1 = 39762,2 \text{ kJ/kg (9500 kcal/kg)}$ și următoarea compoziție procentuală:

- carbon: $c = 87\%$;
- hidrogen: $h = 12,4 \%$;
- oxigen: $o = 0,6 \%$.

Fiind un motor de propulsie navală, motorul de referință va funcționa la presiunea atmosferică la nivelul mării:

$$p_0 = 1,01325 \cdot 10^5 \text{ Pa (1 atm)}.$$

Temperatura mediului ambiant depinde de anotimp, de zona de navigație, de momentul zilei, de condițiile de ventilație ale compartimentului mașini etc. Se va considera valoarea medie:

$$T_0 = 308 \text{ K (cca. } 35^\circ\text{C)}.$$

În cazul motoarelor supraalimentate, raportul dintre presiunea de admisie (presiunea la intrarea în cilindru) și cea asigurată de agregatul de supraalimentare ia valori cuprinse în domeniul: $\xi_a = 0,88 \dots 0,96$ [10], [11]. Se adoptă valoarea:

$$\xi_a = 0,952.$$

Temperatura gazelor arse reziduale se adoptă în intervalul $T_r = 600 \dots 900 \text{ K}$ [15], urmînd ca ea să fie verificată la

afirșitul destinderii. Va fi utilizată valoarea:

$$T_r = 790 \text{ K.}$$

Venind în contact cu piesele fierbinți ale motorului, aerul furnizat de agregatul de supraalimentare își mărește temperatura cu $\Delta T = 10 \dots 20 \text{ }^\circ\text{C}$ [15]. Se adoptă valoarea:

$$\Delta T = 15 \text{ K.}$$

În interiorul răcitorului intermediar de aer se asigură o reducere a temperaturii fluidului proaspăt. În cazul utilizării unui răcitor, această cădere de temperatură este $\Delta T_{rac} = 20 \dots 100 \text{ }^\circ\text{C}$ [2], [15].

Se adoptă:

$$\Delta T_{rac} = 60 \text{ K.}$$

Introducerea aerului în cilindri se realizează în exces față de cantitatea teoretică necesară asigurării arderii complete a combustibilului. Valoarea coeficientului de exces de aer depinde de tipul motorului, în cazul motoarelor supraalimentate fiind $\alpha = 1,7 \dots 2,2$ [2], [15]. Se adoptă:

$$\alpha = 2.$$

Cantitatea de gaze arse reziduale depinde de raportul de comprimare, de presiunea și temperatura lor, de particularitățile sistemului de distribuție, de turație.

În cazul motoarelor supraalimentate, se asigură valorile cele mai scăzute ale coeficientului gazelor arse reziduale:

$$\beta_r = 0,01 \dots 0,03 \text{ [10], [15]. Se utilizează valoarea:}$$

$$\beta_r = 0,02.$$

Din cantitatea de căldură dezvoltată prin arderea combustibilului, numai o anumită fracțiune este utilizată pentru producerea de lucru mecanic exterior și pentru mărirea energiei interne a fluidului motor. Coeficienții de utilizare a căldurii în cele două faze ale arderii înregistrează valorile uzuale: $\xi_v = 0,75 \dots 0,85$ și $\xi_p = 0,65 \dots 0,75$ [15].

Se vor utiliza pentru cei doi parametri valorile:

$$\xi_v = 0,82 \text{ și } \xi_p = 0,75.$$

Coeficientul de rotunjire a diagramei indicate reprezintă parametrul care ține seama de deosebirile dintre diagramele indicate reală și teoretică ale ciclului de funcționare. Valorile sale uzuale sînt: $\varphi_r = 0,96 \dots 0,99$ [2], [15]. Se adoptă:

$$\varphi_r = 0,98.$$

Construcțiile actuale de motoare în doi timpi sînt caracterizate printr-un raport al cursei utile $\psi_u = S_u/S = 0,80... 0,86$ [2]. În conformitate cu datele caracteristice motorului de referință, se adoptă:

$$\psi_u = 0,85.$$

Randamentul mecanic al unui motor diesel naval depinde, în primul rînd, de tipul și de construcția acestuia. El este influențat și de alți factori, cum ar fi: turația și sarcina motorului; calitatea materialului de construcție al pieselor cu suprafețe de frecare; calitatea uleiului de ungere și a procesului de lubrifiție. Pentru motoarele supraalimentate, în doi timpi, valorile experimentale ale acestui parametru sînt $\eta_m = 0,75...0,92$ [2], [9]. Se va utiliza valoarea:

$$\eta_m = 0,90.$$

Raportul dintre raza manivelei și lungimea bieiei are o influență redusă asupra proceselor termice din cilindrul motor. Raportul $\lambda_d = R/L_b$ ia valori cuprinse între $1/5,5$ și $1/3$ [11]. În aceste condiții se utilizează valoarea:

$$\lambda_d = 1/4 = 0,25.$$

Avansul la injecție optim se stabilește pe cale experimentală, cînd prototipul motorului se află pe bancul de probe. Pentru motoarele navale, $\beta = 6... 30^\circ \text{RAC}$, la sarcină nominală [2]. Motorul de referință fiind de turație redusă, se adoptă:

$$\beta = 10^\circ \text{RAC}.$$

Durata totală a arderii se consideră drept sumă algebrică a avansului la injecție, a unghiului de întîrziere la autoaprinderea combustibilului și a unui unghi de corecție cu valori de:

$$\xi_\theta = -3... + 3^\circ \text{RAC} [11]. \text{ Se utilizează:}$$

$$\xi_\theta = -3^\circ \text{RAC}.$$

Supraalimentarea motorului este realizată cu ajutorul a două suflante centrifugale. Exponentul politropic al comprimării în acest tip de suflantă este $n_s = 1,4... 1,8$ [2]. Se utilizează valoarea:

$$n_s = 1,7.$$

III. Calculul procesului de admisie

Cantitatea de oxigen necesară arderii complete a unui

kilogram de combustibil are valoarea:

$$O_t = [c/12 + h/4 + (s-o)/32] / 100 = [87/12 + 12,4/4 - 0,6/32] / 100 = 0,103313 \text{ kmoli } O_2.$$

Cantitatea corespunzătoare de aer este:

$L_t = O_t / 0,21 = 0,103313 / 0,21 = 0,491964 \text{ kmoli aer,}$
rezultând cantitatea reală de aer utilizată pentru arderea cantității de un kilogram de combustibil:

$$L = \alpha L_t = 2 \cdot 0,491964 = 0,983928 \text{ kmoli aer.}$$

În urma arderii combustibilului rezultă următoarele produse:

- bioxid de carbon:

$$\nu_{CO_2} = c/1200 = 87/1200 = 0,0725 \text{ kmoli } CO_2;$$

- vapori de apă:

$$\nu_{H_2O} = (9h+w)/1800 = 9 \cdot 12,4 / 1800 = 0,062 \text{ kmoli } H_2O;$$

- oxigen:

$$\nu_{O_2} = 0,21 (\alpha - 1) L / \alpha = 0,21 \cdot (2-1) \cdot 0,983928 / 2 = 0,103313 \text{ kmoli } O_2;$$

- azot:

$$\nu_{N_2} = 0,79 L = 0,79 \cdot 0,983928 = 0,777304 \text{ kmoli } N_2.$$

Cantitatea totală de gaze rezultate din arderea combustibilului este:

$$\nu_{ga} = \sum_j \nu_j = 0,0725 + 0,062 + 0,103313 + 0,777304 = 1,01512 \text{ kmoli g.a.}$$

Gazele arse reziduale vor avea compoziția:

- bioxid de carbon

$$\nu_{rCO_2} = \nu_r \nu_{CO_2} = 0,02 \cdot 0,0725 = 1,45 \cdot 10^{-3} \text{ kmoli } CO_2;$$

- vapori de apă:

$$\nu_{rH_2O} = \nu_r \nu_{H_2O} = 0,02 \cdot 0,062 = 1,24 \cdot 10^{-3} \text{ kmoli } H_2O;$$

- oxigen:

$$\nu_{rO_2} = \nu_r \nu_{O_2} = 0,02 \cdot 0,103313 = 2,06625 \cdot 10^{-3} \text{ kmoli } O_2;$$

- azot:

$$\nu_{rN_2} = \nu_r \nu_{N_2} = 0,02 \cdot 0,777304 = 0,015546 \text{ kmoli } N_2;$$

cantitatea totală fiind:

$$\nu_{gar} = \nu_r \nu_{ga} = \sum_j \nu_{rj} = 1,45 \cdot 10^{-3} + 1,24 \cdot 10^{-3} + 2,06625 \cdot 10^{-3} + 0,015546 = 0,020302 \text{ kmoli g.a.r.}$$

În compoziția fluidului motor intră aerul și gazele arse reziduale. Masa fluidului are valoarea:

$$M_{am}^{*a} = L M_{aer} + \sum (q_j M_j) = 0,983928 \cdot 28,8503 + 1,45 \cdot 10^{-3} \cdot 44,0095 + 1,24 \cdot 10^{-3} \cdot 18,0153 + 2,06625 \cdot 10^{-3} \cdot 31,9988 + 0,015546 \cdot 28,0134 = 28,9744 \text{ kg.}$$

Constanta caracteristică a fluidului motor este:

$$R_{am}^{*a} = R (L + \gamma_{gaze}) / M_{am}^{*a} = 8314,34 \cdot (0,983928 + 0,020302) / 28,9744 = 288,168 \text{ J/kg.grd.}$$

Temperatura aerului la ieșirea din suflanta agregatului de supraalimentare are valoarea:

$$T_s = T_0 (p_s / p_0)^{(n_s - 1) / n_s} = 308 \cdot (2,1 \cdot 10^5 / 1,01325 \cdot 10^5)^{(1,7 - 1) / 1,7} = 415,791 \text{ K.}$$

Prin urmare, la intrarea în cilindru, aerul va avea temperatura:

$$T_{aer} = T_s + \Delta T - \Delta T_{r_{ac}} = 415,791 + 15 - 60 = 370,791 \text{ K.}$$

Entalpia specifică a aerului pentru această temperatură rezultă prin interpolare, cu ajutorul valorilor indicate în [5], [11]:

$$i_{aer T_{aer}} = i_{aer 350K} + (T_{aer} - 350) \cdot (i_{aer 400K} - i_{aer 350K}) / 50 = 10174,9 + (370,791 - 350) \cdot (11627,3 - 10174,9) / 50 = 10778,9 \text{ kJ/kmol.}$$

În mod similar, entalpiile specifice ale gazelor arse reziduale aflate la temperatura T_r vor fi:

- bioxid de carbon:

$$i_{CO_2 T_r} = i_{CO_2 750K} + (T_r - 750) \cdot (i_{CO_2 800K} - i_{CO_2 750K}) / 50 = 29633,3 + (790 - 750) \cdot (32178,1 - 29633,3) / 50 = 31669,2 \text{ kJ/kmol;}$$

- vapori de apă:

$$i_{H_2O T_r} = i_{H_2O 750K} + (T_r - 750) \cdot (i_{H_2O 800K} - i_{H_2O 750K}) / 50 = 26058,9 + (790 - 750) \cdot (27984,3 - 26058,9) / 50 = 27599,2 \text{ kJ/kmol;}$$

- oxigen:

$$\begin{aligned} i_{O_2 T_r} &= i_{O_2 750K} + (T_r - 750)(i_{O_2 800K} - i_{O_2 750K})/50 = \\ &= 22794,2 + (790 - 750)(24472,6 - 22794,2)/50 = 24136,9 \\ &\text{kJ/kmol;} \end{aligned}$$

- azot:

$$\begin{aligned} i_{N_2 T_r} &= i_{N_2 750K} + (T_r - 750)(i_{N_2 800K} - i_{N_2 750K})/50 = \\ &= 22141,3 + (790 - 750)(23702,5 - 22141,3)/50 = 23390,2 \\ &\text{kJ/kmol.} \end{aligned}$$

Se poate astfel determina entalpia fluidului motor în procesul de admisie:

$$\begin{aligned} I_{am}^{a*} &= i_{aer T_{aer}} L + \sum_j (i_{j T_r} \gamma_{rj}) = 10778,9 \cdot 0,983928 + \\ &+ 31669,2 \cdot 1,45 \cdot 10^{-3} + 27599,2 \cdot 1,24 \cdot 10^{-3} + 24136,9 \cdot 2,06625 \cdot 10^{-3} \\ &+ 23390,2 \cdot 0,015546 = 11099,3 \text{ kJ.} \end{aligned}$$

Adoptînd temperaturile arbitrare $T_1 = 350 \text{ K}$ și $T_2 = 400 \text{ K}$, se determină entalpiile corespunzătoare:

$$\begin{aligned} I_{am_1} &= i_{aer T_1} L + \sum_j (i_{j T_1} \gamma_{rj}) = 10174,9 \cdot 0,983928 + 11401,3 \cdot \\ &1,45 \cdot 10^{-3} + 11723,6 \cdot 1,24 \cdot 10^{-3} + 10174,9 \cdot 2,06625 \cdot 10^{-3} + \\ &+ 10170,8 \cdot 0,015546 = 10221,6 \text{ kJ;} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{am_2} &= i_{aer T_2} L + \sum_j (i_{j T_2} \gamma_{rj}) = 11627,3 \cdot 0,983928 + 13410,3 \cdot \\ &1,45 \cdot 10^{-3} + 13431,3 \cdot 1,24 \cdot 10^{-3} + 11677,5 \cdot 2,06625 \cdot 10^{-3} + \\ &+ 11627,3 \cdot 0,015546 = 11681,4 \text{ kJ} \end{aligned}$$

Cu ajutorul acestor valori, se reprezintă grafic funcția $I_{am} = f(T)$, considerată ca avînd o variație liniară. Pe baza construcției grafice din figura A.1.a, rezultă valoarea temperaturii fluidului motor la sfîrșitul admisiei: $T_a^{(gr)} \approx 380,5 \text{ K}$. Valoarea exactă a temperaturii va fi:

$$\begin{aligned} T_a^{(gr)} &= T_1 + (T_2 - T_1) \cdot (I_{am}^{a*} - I_{am_1}) / (I_{am_2} - I_{am_1}) = 350 + \\ &+ (400 - 350) \cdot (11099,3 - 10221,6) / (11681,4 - 10221,6) = 380,062 \text{ K.} \end{aligned}$$

Pe baza componenței fluidului motor, se poate obține valoarea analitică a acestui parametru:

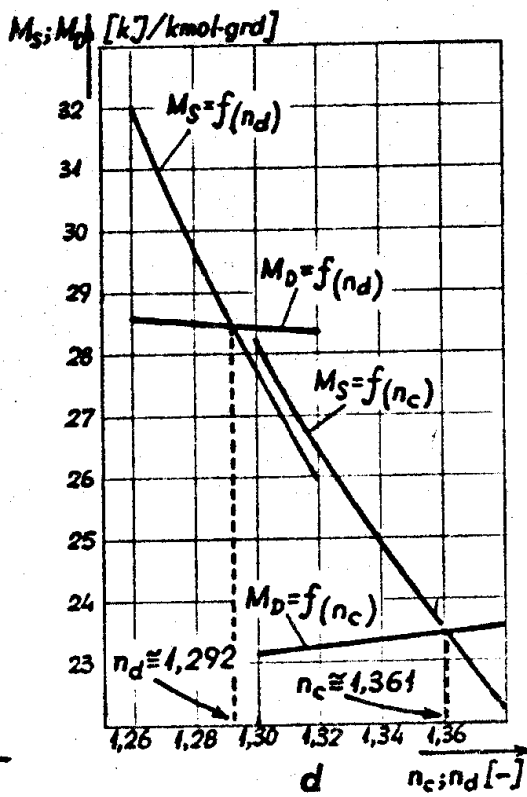
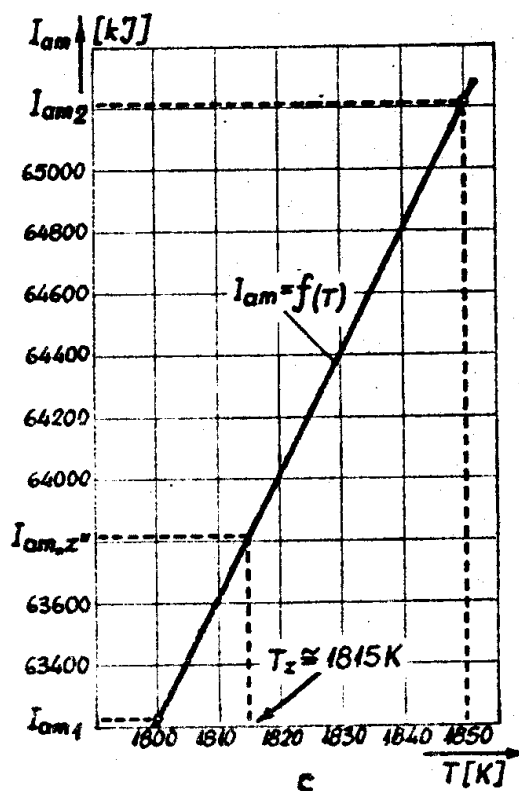
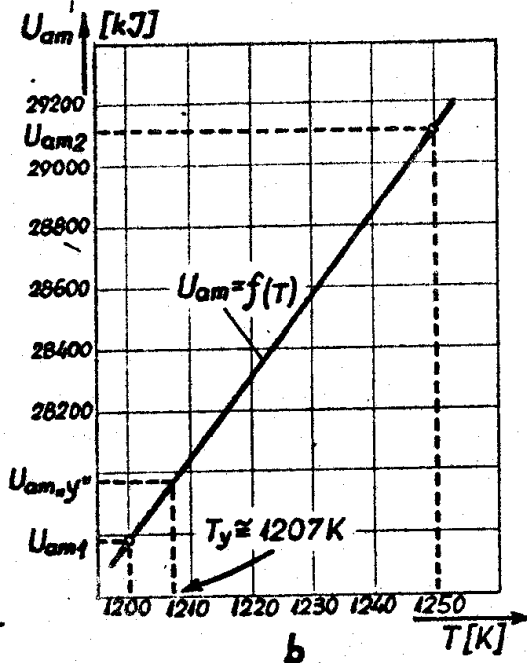
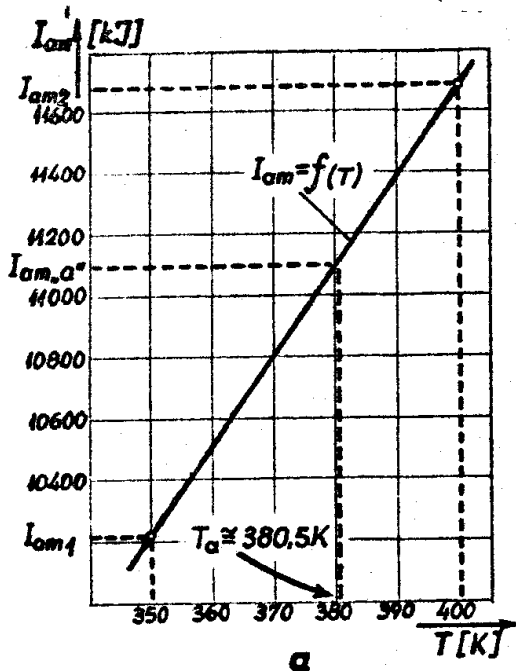


Fig. A.1. Diagramele de determinare a unor parametri caracteristici ai ciclului de funcționare

$$T_a = (T_{aer} + \beta_r T_r) / (1 + \beta_r) = (370,791 + 0,02 \cdot 790) / (1 + 0,02) \\ = 379,011 \text{ K.}$$

Intre cele două valori obținute există o eroare procentuală care nu depășește limita admisibilă de două procente:

$$\Delta T_a = \frac{|T_a - T_a^{(gr)}|}{T_a} \cdot 100 = \frac{|379,011 - 380,062|}{379,011} \cdot 100 = 0,277301 \text{ \%}.$$

Presiunea fluidului motor pe parcursul procesului de admisie are valoarea:

$$p_a = \xi_{aps} = 0,952 \cdot 2,1 \cdot 10^5 = 1,9992 \cdot 10^5 \text{ Pa.}$$

Drept urmare, la sfârșitul admisiei, fluidul motor va ocupa volumul:

$$V_a = m_{am} a_{ram} T_a / p_a = 28,9744 \cdot 288,168 \cdot 379,011 / 1,9992 \cdot 10^5 = 15,8291 \text{ m}^3.$$

În sfârșit, coeficientul de umplere are valoarea:

$$\lambda_v = \xi_{ps} T_s / [(\xi - 1)(1 + \beta_r) p_s T_a] = 12,5 \cdot 1,9992 \cdot 10^5 \cdot 370,791 / [(12,5 - 1)(1 + 0,02) \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 379,011] = 0,992491.$$

Valorile obținute se încadrează în limitele experimentale indicate în literatura de specialitate. Astfel, în cazul motoarelor supraalimentate, $p_a = (1,2 \dots 4,0) \cdot 10^5 \text{ Pa}$ [15]. De asemenea, în cazul motoarelor supraalimentate, temperatura T_a ia valori între 310 și 420 K [9], iar coeficientul de umplere λ_v între 0,85 și 1,10 [11].

IV. Calculul procesului de comprimare

Pentru determinarea exponentului mediu politropic al procesului de comprimare, se calculează inițial expresiile căldurilor specifice medii molare ale fluidului motor. Utilizând expresiile căldurilor specifice ale componentelor (indicate în [10]) și compoziția fluidului motor, rezultă:

$$a_{am} = a_{aer} + [\beta_r \sum_j (\gamma_{rj} a_j)] / \gamma_{gar} = 19,67 + [0,02 \cdot (1,45 \cdot 10^{-3} \cdot 27,62 + 1,24 \cdot 10^{-3} \cdot 23,01 + 2,06625 \cdot 10^{-3} \cdot 19,25 + 0,015546 \cdot 19,67)] / 0,020302 = 20,0780 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{grd};$$

$$b_{am} = b_{aer} + \left[\sum_j (v_j b_j) / v_{aer} = 2,51 \cdot 10^{-3} + [0,02 \cdot (1,45 \cdot 10^{-3} \cdot 11,72 \cdot 10^{-3} + 1,24 \cdot 10^{-3} \cdot 5,44 \cdot 10^{-3} + 2,06625 \cdot 10^{-3} \cdot 4,6 \cdot 10^{-3} + 0,015546 \cdot 2,51 \cdot 10^{-3})] / 0,020302 = 2,58119 \cdot 10^{-3} \text{ kJ/kmol} \cdot \text{grad}^2 \right]$$

Prin urmare, ecuația de determinare va avea expresia:

$$8,31434 \cdot (1+0,02) \cdot (n_c-1)^{-1} = 20,0780 + 2,58119 \cdot 10^{-3} \cdot 379,011 \cdot (12,5 n_c^{-1} + 1)$$

sau, după efectuarea calculelor:

$$8,48063 \cdot (n_c-1)^{-1} = 20,0780 + 0,978299 \cdot (12,5 n_c^{-1} + 1)$$

Conform [10], exponentul mediu politropic al comprimării la valori în intervalul $n_c = 1,32 \dots 1,38$. Atribuind succesiv, din 0,01 în 0,01, diverse valori exponentului n_c , se calculează valorile celor doi membri ai ecuației de determinare.

Rezultatele sînt centralizate în următorul tabel:

- Tabelul A.1 -

VALORILE MEMBRILOR ECUATIEI DE DETERMINARE A EXPONENTULUI
MEDIU POLITROPIC AL COMPRIMĂRII

n_c [-]	$M_g = 8,48063(n_c-1)^{-1}$ [kJ/kmol·grad]	$M_D = 20,0780 + 0,978299 \cdot (12,5 n_c^{-1} + 1)$ [kJ/Kmol·grad]
1,32	26,5020	23,2515
1,33	25,6989	23,3077
1,34	24,9430	23,3653
1,35	24,2304	23,4243
1,36	23,5573	23,4849
1,37	22,9206	23,5470
1,38	22,3174	23,6108

Cu ajutorul acestor valori, în figura A.1.d sînt reprezentate grafic variațiile celor doi membri ai ecuației în funcție de exponentul politropic n_c . La intersecția celor două curbe rezultă valoarea aproximativă $n_c \approx 1,361$. Pentru creșterea preciziei se utilizează metoda iterativă ce urmărește obținerea diferenței absolute minime dintre cei doi membri. Rezultatele sînt prezentate în tabelul următor:

- Tabelul A.2 -

VALORILE MEMBRILOR ECUATIEI DE DETERMINARE A EXPONENTULUI
MEDIU POLITROPIC AL COMPRIIMĂRII

n_c [-]	$M_g = 8,48063 \cdot (n_c - 1)^{-1}$ [kJ/kmol·grad]	$M_D = 20,0780 + 0,978299 \cdot (12,5^{n_c - 1} + 1)$ [kJ/kmol·grad]
1,361	23,4920	23,4910
1,362	23,4271	23,4972
1,3611	23,4855	23,4917
1,36101	23,4914	24,4910
1,36102	23,4908	22,4911

Rezultă astfel valoarea exactă a exponentului mediu politropic al comprimării:

$$n_c = 1,36102.$$

Ca urmare, la sfârșitul comprimării, mărimile de stare ale fluidului motor au valorile:

- presiunea:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_c} = 1,9992 \cdot 10^5 \cdot 12,5^{1,36102} = 6,21975 \cdot 10^6 \text{ Pa};$$

- volumul:

$$V_c = V_a / \varepsilon = 15,8291 / 12,5 = 1,26633 \text{ m}^3;$$

- temperatura:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_c - 1} = 379,011 \cdot 12,5^{1,36102 - 1} = 943,319 \text{ K}.$$

Valorile uzuale ale acestor parametri, în cazul motoarelor supraalimentate, sînt: $p_c = 5 \dots 10 \text{ MPa}$ [2] și, respectiv, $T_c = 750 \dots 950 \text{ K}$ [10]. Așadar, rezultatele obținute se încadrează în limitele specificate. În plus, pentru motorul de referință este indicată presiunea $p_c = \text{cca. } 63 \text{ kgf/cm}^2$ (subcapitolul I), valoare apropiată de cea rezultată din calcule.

V. Calculul procesului de ardere izocoră

În momentul declanșării injecției de combustibil, fluidul motor ocupă volumul:

$$V_{inj} = V_c + V_a (1 - 1/\varepsilon) (1 - \cos \beta + 0,5 \lambda_d \sin^2 \beta) / 2 = 1,26633 + 15,8291 \cdot (1 - 1/12,5) (1 - \cos 10^\circ + 0,5 \cdot 0,25 \cdot \sin^2 10^\circ) / 2 = 1,40439 \text{ m}^3$$

Acest moment fiind situat în cadrul procesului de comprimare, presiunea și temperatura fluidului motor vor avea valorile:

$$P_{inj} = p_a (V_a/V_{inj})^{n_c} = 1,9992 \cdot 10^5 \cdot (15,8291/1,40439)^{1,36102} = 5,40263 \cdot 10^6 \text{ Pa};$$

$$T_{inj} = T_a (V_a/V_{inj})^{n_c-1} = 379,011 (15,8291/1,40439)^{1,36102-1} = 908,727 \text{ K}.$$

Pentru calculul întârzierii la autoaprindere, se utilizează presiunea în momentul injectiei, exprimată în unități ST: $p_{inj} = 55,0917 \text{ kgf/cm}^2 (5,40263 \text{ MPa})$. Rezultă:

$$\begin{aligned} \tau_{aa} &= (8,64/p_{inj} + 0,415) \cdot [(0,0222 - 20,166/T_{inj})n + \\ &\quad + (1,8T_{inj}/1000 - 1,45) \cdot (10^3 - n)/60 + (26631/T_{inj} - 26,66)] \cdot \\ &\quad \cdot 10^{-3} = (8,64/55,0917 + 0,415) \cdot [(0,0222 - 20,166/908,727) \cdot \\ &\quad \cdot 100 + (1,8 \cdot 908,727/1000 - 1,45) \cdot (1000 - 100)/60 + (26631/ \\ &\quad /908,727 - 26,66)] \cdot 10^{-3} = 3,10636 \cdot 10^{-3} \text{ s}. \end{aligned}$$

Conform datelor experimentale, la motoarele navale acest parametru are valorile $\tau_{aa} = 0,001 \dots 0,005 \text{ s}$ [2], [11]. Prin urmare, valoarea obținută se încadrează în intervalul indicat. Ei îi corespunde unghiul de rotație:

$$\theta_v = 6 n \tau_{aa} = 6 \cdot 100 \cdot 3,10636 \cdot 10^{-3} = 1,86382^\circ \text{ RAC}.$$

Duratei totale a arderii îi va corespunde unghiul:

$\theta = \theta_v + \beta + \xi_\theta = 1,86382 + 10 - 3 = 8,86382^\circ \text{ RAC}$, rezultând cantitatea de combustibil care arde izocor (în ipoteza arderii cantității $g_{tot} = 1 \text{ kg}$ combustibil pe ciclu):

$$g_v = g_{tot} \theta_v / \theta = 1 \cdot 1,86382 / 8,86382 = 0,210272 \text{ kg}.$$

În urma arderii acestei cantități de combustibil rezultă următoarele produse:

- dioxid de carbon:

$$\gamma_{vCO_2} = g_v / 1200 = 87 \cdot 0,210272 / 1200 = 1,52447 \cdot 10^{-2} \text{ kmol CO}_2;$$

- vapori de apă:

$$\begin{aligned} \gamma_{vH_2O} &= (9h + w) g_v / 1800 = 9 \cdot 12,4 \cdot 0,210272 / 1800 = 1,30369 \cdot \\ &\quad \cdot 10^{-2} \text{ kmol H}_2\text{O}; \end{aligned}$$

- oxigen:

$$\begin{aligned} \gamma_{vO_2} &= 0,21 (\alpha - g_v) L / \alpha = 0,21 (2 - 0,210272) \cdot 0,983929 / 2 = \\ &= 0,184901 \text{ kmol O}_2; \end{aligned}$$

- azot:

$$\dot{V}_{N_2} = 0,79 \text{ L} = 0,79 \cdot 0,983929 = 0,777304 \text{ kmoli } N_2,$$

cantitatea totală fiind:

$$\dot{V}_{g.a.} = \sum_j \dot{V}_j = 1,52447 \cdot 10^{-2} + 1,30369 \cdot 10^{-2} + 0,184901 + 0,777304 = 0,990487 \text{ kmoli g.a.}$$

Drept urmare, pe parcursul arderii izocore, fluidul motor are compoziția următoare:

- bioxid de carbon:

$$\dot{V}'_{CO_2} = \dot{V}_{vCO_2} + \dot{V}_{rCO_2} = 1,52447 \cdot 10^{-2} + 1,45 \cdot 10^{-3} = 1,66947 \cdot 10^{-2} \text{ kmoli } CO_2;$$

- vapori de apă:

$$\dot{V}'_{H_2O} = \dot{V}_{vH_2O} + \dot{V}_{rH_2O} = 1,30369 \cdot 10^{-2} + 1,24 \cdot 10^{-3} = 1,42769 \cdot 10^{-2} \text{ kmoli } H_2O;$$

- oxigen:

$$\dot{V}'_{O_2} = \dot{V}_{vO_2} + \dot{V}_{rO_2} = 0,184901 + 2,06625 \cdot 10^{-3} = 0,186968 \text{ kmoli } O_2;$$

- azot:

$$\dot{V}'_{N_2} = \dot{V}_{vN_2} + \dot{V}_{rN_2} = 0,777304 + 0,0155461 = 0,792850 \text{ kmoli } N_2.$$

Cantitatea totală de gaze care formează fluidul motor va fi:

fi:

$$\dot{V}'_{g.a.} = \dot{V}_{g.a.} + \dot{V}_{g.a.r.} = \sum_j \dot{V}'_j = 1,66947 \cdot 10^{-2} + 1,42769 \cdot 10^{-2} + 0,186968 + 0,79285 = 1,01079 \text{ kmoli g.a.}$$

Masa fluidului motor are valoarea:

$$m_{am}^{*y} = \sum_j (M_j \dot{V}'_j) = 44,0095 \cdot 1,66947 \cdot 10^{-2} + 18,0153 \cdot 1,42769 \cdot 10^{-2} + 31,9988 \cdot 0,186968 + 28,0134 \cdot 0,79285 = 29,1851 \text{ kg,}$$

iar constanta sa caracteristică:

$$R_{am}^{*y} = R \dot{V}'_{g.a.} / m_{am}^{*y} = 8314,34 \cdot 1,01079 / 29,1851 = 287,955 \text{ J/kg.grd.}$$

Utilizând valorile indicate în [5], [11], se determină energiile interne specifice ale componentelor fluidului motor pentru temperatura $T_0 = 943,319 \text{ K}$:

- bioxid de carbon:

$$\begin{aligned} u_{CO_2 T_0} &= u_{CO_2 2900K} + (T_0 - 900)(u_{CO_2 2950K} - u_{CO_2 2900K}) / 50 = \\ &= 29909,6 + (943,319 - 900)(32161,4 - 29909,6) / 50 = 31860,5 \text{ kJ/kmol;} \end{aligned}$$

- vapori de apă:

- 96 -

$$u_{H_2O T_c} = u_{H_2O 900K} + (T_c - 900)(u_{H_2O 950K} - u_{H_2O 900K})/50 =$$

$$= 24439,1 + (943,319 - 900)(26038,0 - 24439,1)/50 = 25824,3 \text{ kJ/kmol};$$

- oxigen:

$$u_{O_2 T_c} = u_{O_2 900K} + (T_c - 900)(u_{O_2 950K} - u_{O_2 900K})/50 =$$

$$20391,8 + (943,319 - 900)(21697,6 - 20391,8)/50 = 21523,1 \text{ kJ/kmol};$$

- azot:

$$u_{N_2 T_c} = u_{N_2 900K} + (T_c - 900)(u_{N_2 950K} - u_{N_2 900K})/50 = 19387,2 +$$

$$+ (943,319 - 900)(20580,1 - 19387,2)/50 = 20420,7 \text{ kJ/kmol}.$$

Pe baza acestor valori, rezultă energia internă a fluidului motor în starea "c":

$$U_{am}^{c} = \sum (u_{j T_c} \cdot \gamma_j') = 31860,5 \cdot 1,66947 \cdot 10^{-2} + 25824,3 \cdot$$

$$1,42769 \cdot 10^{-2} + 21523,1 \cdot 0,186968 + 20420,7 \cdot 0,79285 = 21115,3 \text{ kJ}.$$

Ca urmare a arderii izocore a combustibilului, energia internă a fluidului motor ajunge la valoarea:

$$U_{am}^{y} = U_{am}^{c} + \xi_v \sum Q_1 = 21115,3 + 0,210272 \cdot 0,82 \cdot 39762,2 =$$

$$= 27971,2 \text{ kJ}.$$

Pentru determinarea temperaturii T_y , se adoptă temperaturile arbitrare $T_1' = 1200K$ și $T_2' = 1250 K$. Utilizând energiile interne specifice ale componentelor din [5] , [11], rezultă energiile interne ale fluidului motor pentru cele două temperaturi:

$$U_{am1} = \sum (u_{j T_1'} \cdot \gamma_j') = 43868,2 \cdot 1,66947 \cdot 10^{-2} + 34538,7 \cdot 1,42769 \cdot 10^{-2}$$

$$+ 28415,4 \cdot 0,186968 + 26791,4 \cdot 0,79285 = 27779,8 \text{ kJ};$$

$$U_{am2} = \sum (u_{j T_2'} \cdot \gamma_j') = 46279 \cdot 1,66947 \cdot 10^{-2} + 36334,3 \cdot$$

$$1,42769 \cdot 10^{-2} + 29784,0 \cdot 0,186968 + 28068,0 \cdot 0,79285 =$$

$$= 29113,7 \text{ kJ}.$$

Pe baza ipotezei simplificatoare conform căreia energia internă variază liniar în funcție de temperatură, în figura A.1.b este reprezentată grafic această variație. Corespunzător energiei interne U_{am}^{y} , rezultă temperatura $T_y \approx 1207 K$. Valoarea exactă a acestei temperaturi este:

$$T_y = T_1' + (T_2' - T_1')(U_{am}'' - U_{am1}) / (U_{am2} - U_{am1}) = 1200 + \\ + (1250 - 1200)(27971,2 - 27779,8) / (29113,7 - 27779,8) = 1207,18 \text{ K.}$$

Deoarece procesul decurge izocor:

$$V_y = V_c = 1,26633 \text{ m}^3$$

și presiunea fluidului motor la sfârșitul arderii izocore va fi:

$$p_y = m_{am}'' R_{am}'' T_y / V_y = 29,1851 \cdot 287,955 \cdot 1207,18 / 1,26633 = \\ = 8,01144 \cdot 10^6 \text{ Pa.}$$

Se realizează astfel un raport de creștere a presiunii:

$$\lambda_p = p_y / p_c = 8,01144 \cdot 10^6 / 6,21975 \cdot 10^6 = 1,28806.$$

Valorile obținute corespund limitelor experimentale între care se încadrează parametrii fluidului motor în starea "y". Astfel, conform [11], temperatura T_y variază între 1000 și 1500 K. De asemenea, presiunea în starea "y", pentru motoarele lente, este $p_y = 6 \dots 9 \text{ MPa}$ [2]. Valoarea obținută pentru acest parametru este, de astfel, foarte apropiată de cea indicată în documentația tehnică a motorului de referință: $T_y = \text{cca. } 80 \text{ kgf/cm}^2$ (subcapitolul I).

VI. Calculul procesului de ardere izobară

În cadrul acestui proces, este arsă cantitatea de combustibil (în condițiile arderii cantității $G_{\text{tot}} = 1 \text{ kg}$ combustibil pe ciclu):

$$G_p = G_{\text{tot}} - G_v = 1 - 0,210272 = 0,789728 \text{ kg.}$$

Ca urmare, în compoziția fluidului motor intră gazele rezultate din arderea unui kilogram de combustibil și gazele arse reziduale:

- dioxid de carbon:

$$\nu_{\text{CO}_2}'' = \nu_{\text{CO}_2} + \nu_{\text{rCO}_2} = 0,0725 + 1,45 \cdot 10^{-3} = 0,07395 \text{ kmoli CO}_2;$$

- vapori de apă:

$$\nu_{\text{H}_2\text{O}}'' = \nu_{\text{H}_2\text{O}} + \nu_{\text{rH}_2\text{O}} = 0,062 + 1,24 \cdot 10^{-3} = 0,06324 \text{ kmoli H}_2\text{O};$$

- oxigen:

$$\nu_{\text{O}_2}'' = \nu_{\text{O}_2} + \nu_{\text{rO}_2} = 0,103313 + 2,06625 \cdot 10^{-3} = 0,105379 \text{ kmoli O}_2;$$

- azot:

$$\nu_{\text{N}_2}'' = \nu_{\text{N}_2} + \nu_{\text{rN}_2} = 0,777304 + 0,015546 = 0,792850 \text{ kmoli N}_2.$$

Cantitatea totală de gaze arse este:

$$v_{ga}'' = v_{ga} + v_{gar} = \sum_j v_j'' = 0,07395 + 0,06324 + 0,105379 + 0,79285 = 1,03542 \text{ kmoli g.a.}$$

Masa și constanta caracteristică ale fluidului motor vor avea, așadar, valorile:

$$m_{am}''y'' = \sum_j (M_j v_j'') = 44,0095 \cdot 0,07395 + 18,0153 \cdot 0,06324 + 31,9988 \cdot 0,105379 + 28,0134 \cdot 0,79285 = 29,9762 \text{ kg;}$$

$$R_{am}''y'' = R \cdot v_{ga}'' / m_{am}''y'' = 8314,34 \cdot 1,03542 / 29,9762 = 287,189 \text{ J/kg.grd.}$$

Corespunzător temperaturii $T_y = 1207,18 \text{ K}$, pe baza valorilor indicate în [5], [11], rezultă prin interpolare entalpiile specifice ale componentelor:

- bioxid de carbon:

$$\begin{aligned} i_{CO_2 T_y} &= i_{CO_2 1200 \text{ K}} + (T_y - 1200)(i_{CO_2 1250 \text{ K}} - i_{CO_2 1200 \text{ K}}) / 50 = \\ &= 53846,5 + (1207,18 - 1200)(56675,9 - 53846,5) / 50 = \\ &= 54252,8 \text{ kJ/kmol;} \end{aligned}$$

- vapori de apă:

$$\begin{aligned} i_{H_2O T_y} &= i_{H_2O 1200 \text{ K}} + (T_y - 1200)(i_{H_2O 1250 \text{ K}} - i_{H_2O 1200 \text{ K}}) / 50 = \\ &= 44517,0 + (1207,18 - 1200)(46726,9 - 44517,0) / 50 = \\ &= 44834,3 \text{ kJ/kmol;} \end{aligned}$$

- oxigen:

$$\begin{aligned} i_{O_2 T_y} &= i_{O_2 1200 \text{ K}} + (T_y - 1200)(i_{O_2 1250 \text{ K}} - i_{O_2 1200 \text{ K}}) / 50 = \\ &= 38393,6 + (1207,18 - 1200)(40176,6 - 38393,6) / 50 = \\ &= 38649,6 \text{ kJ/kmol;} \end{aligned}$$

- azot:

$$\begin{aligned} i_{N_2 T_y} &= i_{N_2 1200 \text{ K}} + (T_y - 1200)(i_{N_2 1250 \text{ K}} - i_{N_2 1200 \text{ K}}) / 50 = \\ &= 36769,6 + (1207,18 - 1200)(38460,6 - 36769,6) / 50 = \\ &= 37012,4 \text{ kJ/kmol.} \end{aligned}$$

Pe baza acestor valori, rezultă entalpia fluidului motor în starea "y":

$$I_{am}''y'' = \sum_j (i_{T_y} v_j'') = 54252,8 \cdot 0,07395 + 44834,3 \cdot 0,06324 + 38649,6 \cdot 0,105379 + 37012,4 \cdot 0,79285 = 40265,5 \text{ kJ.}$$

Entalpia fluidului motor va crește în decursul arderii izobare pînă la valoarea:

$$I_{am}^{''z} = I_{am}^{''y} + \sum p_i Q_i = 40265,5 + 0,739723 \cdot 0,75 \cdot 39762,2 = 63816,5 \text{ kJ.}$$

Se adoptă în continuare temperaturile arbitrare $T_1^{''} = 1800 \text{ K}$ și $T_2^{''} = 1850 \text{ K}$, pentru care entalpia fluidului motor înregistrează valorile:

$$I_{am1} = \sum (i_{jT_1^{''}} \cdot \gamma_j^{''}) = 88866,5 \cdot 0,07395 + 72739,8 \cdot 0,06324 + 60283,8 \cdot 0,105379 + 57642,7 \cdot 0,79285 = 63226,4 \text{ kJ;}$$

$$I_{am2} = \sum (i_{jT_2^{''}} \cdot \gamma_j^{''}) = 91867,5 \cdot 0,07395 + 75238,5 \cdot 0,06324 + 62150,5 \cdot 0,105379 + 59425,7 \cdot 0,79285 = 65216,8 \text{ kJ.}$$

Pe baza ipotezei simplificatoare conform căreia entalpia fluidului motor variază liniar cu temperatura, în figura A.1.c este reprezentată grafic dependența $I_{am} = f(T)$. Corespunzător entalpiei $I_{am}^{''z}$, rezultă pe acea grafică temperatura $T_z \approx 1814 \text{ K}$. Valoarea exactă a acestui parametru este:

$$T_z = T_1^{''} + (T_2^{''} - T_1^{''}) \cdot (I_{am}^{''z} - I_{am1}) / (I_{am2} - I_{am1}) = 1800 + (1850 - 1800) \cdot (63816,5 - 63226,4) / (65216,8 - 63226,4) = 1814,82 \text{ K.}$$

Presiunea fluidului motor menținându-se constantă:

$$p_z = p_y = 8,01144 \cdot 10^6 \text{ Pa,}$$

volumeul ocupat în această stare este:

$$V_z = m_{am}^{''z} R_{am}^{''z} T_z / p_z = 29,9762 \cdot 287,189 \cdot 1814,82 / 8,01144 \cdot 10^6 = 1,95015 \text{ m}^3.$$

Rezultă astfel și raportul de destindere prealabilă:

$$\rho = V_z / V_y = 1,95015 / 1,26633 = 1,54.$$

Valoarea obținută pentru presiunea maximă de ardere a fost comparată cu limitele uzuale în precedentul subcapitol. În ceea ce privește temperatura maximă de ardere, în [11] este indicat domeniul $T_z = 1500 \dots 2100 \text{ K}$. Prin urmare, valoarea obținută corespunde valorilor indicate în literatura de specialitate.

VII. Calculul procesului de destindere

Utilizînd expresiile căldurilor specifice ale componentelor indicate în [10], rezultă coeficienții căldurii specifice medii

molare a fluidului motor în decursul acestui proces:

$$a'_{am} = \sum_j (\gamma_j'' a'_j) / \gamma_{ga}'' = (0,07395 \cdot 38,5 + 0,06324 \cdot 23,85 + 0,105379 \cdot 23,02 + 0,79285 \cdot 21,34) / 1,03542 = 22,8899 \text{ kJ/kmol} \cdot \text{grd};$$

$$b'_{am} = \sum_j (\gamma_j'' b'_j) / \gamma_{ga}'' = (0,07395 \cdot 3,35 \cdot 10^{-3} + 0,06324 \cdot 5,02 \cdot 10^{-3} + 0,105379 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3} + 0,79285 \cdot 1,67 \cdot 10^{-3}) / 1,03542 = 1,99459 \cdot 10^{-3} \text{ kJ/kmol} \cdot \text{grd}^2$$

Prin urmare, ecuația de bilanț energetic al procesului are expresia:

$$8,31434 \cdot (n_d - 1)^{-1} = 22,8899 + 1,99459 \cdot 10^{-3} \cdot 1814,82 \cdot [(1,54/12,5) n_d - 1 + 1].$$

După efectuarea calculelor această ecuație devine:

$$8,31434 \cdot (n_d - 1)^{-1} = 22,8899 + 3,61982 \cdot (0,1232^{n_d - 1} + 1)$$

Atribuind diverse valori exponentului mediu politropic al destinderii, se obțin următoarele valori ale celor doi membri ai ecuației:

- Tabelul A.3 -

VALORILE MEMBRILOR ECUATIEI DE DETERMINARE A EXPONENTULUI MEDIU POLITROPIC AL DESTINDERII

n_d [-]	$M_s = 8,31434(n_d - 1)^{-1}$ [kJ/kmol · grd]	$M_D = 22,8899 + 3,61982 \cdot (0,1232^{n_d - 1} + 1)$ [kJ/kmol · grd]
1,26	31,9782	28,6098
1,27	30,7939	28,5663
1,28	29,6941	28,5237
1,29	28,6701	28,4820
1,30	27,7145	28,4411
1,31	26,8205	28,4011
1,32	25,9823	28,3619

În figura A.1.d sînt reprezentate grafic variațiile celor doi membri ai ecuației în funcție de exponentul mediu n_d . La intersecția celor două curbe rezultă valoarea aproximativă a exponentului: $n_d \approx 1,292$. Pentru determinarea valorii exacte, în următorul tabel sînt calculate iterativ valorile membrilor

ecuației care conduc la stabilirea diferenței absolute minime:

- Tabelul A.4 -

VALORILE MEMBRILOR ECUATIEI DE DETERMINARE A EXPONENTULUI
MEDIU POLITROPIC AL DESTINDERII

n_d [-]	$M_g = 8,31434(n_d-1)^{-1}$ [kJ/kmol·grad]	$M_D = 22,8879 + 3,61932 \cdot (0,1232^{n_d-1})$ [kJ/kmol·grad]
1,291	28,5716	28,4778
1,292	28,4738	28,4727
1,293	28,3766	28,4696
1,2921	28,4640	28,4723
1,29205	28,4689	28,4725
1,29204	28,4699	28,4726
1,29203	28,4708	28,4726
1,29202	28,4718	28,4727
1,29201	28,4728	28,4727

Rezultă astfel valoarea exponentului mediu politropic al destinderii:

$$n_d = 1,29201.$$

Prin urmare, mărimile de stare ale fluidului motor la sfârșitul destinderii au valorile:

- volumul:

$$V_b = V_a = 15,8291 \text{ m}^3;$$

- presiunea:

$$p_b = p_z (V_z/V_b)^{n_d} = 8,01144 \cdot 10^5 (1,95015/15,8291)^{1,29201} = 5,35515 \cdot 10^5 \text{ Pa};$$

- temperatura:

$$T_b = T_z (V_z/V_b)^{n_d-1} = 1814,82 (1,95015/15,8291)^{1,29201-1} = 984,654 \text{ K}.$$

În cazul motoarelor lente, presiunea la sfârșitul destinderii are valorile uzuale: $p_b = (2,5 \dots 6,0) \cdot 10^5 \text{ Pa}$ [2], iar temperatura corespunzătoare: $T_b = 900 \dots 1200 \text{ K}$ [2], [15]. Prin urmare, și aceste valori se încadrează în limitele indicate în literatura de specialitate.

Pot fi acum calculate raportul de destindere:

$$\delta = V_b/V_z = 15,8291/1,95015 = 8,11687$$

și raportul de scădere a presiunii:

$$\sigma = p_b/p_a = 5,35515 \cdot 10^5 / 1,9992 \cdot 10^5 = 2,67865.$$

În finalul acestei etape a calculului termic se verifică temperatura gazelor arse reziduale adoptată inițial:

$$T_r' = T_z(p_a/p_z)^{(n_d-1)/n_d} = 1814,82 \cdot (1,9992 \cdot 10^5 / 8,01144 \cdot 10^6)^{(1,29201-1)/1,29201}$$

$$= 788,079 \text{ K.}$$

Procedura de alegere a acestui parametru nu depășește limita maximă admisibilă de două procente:

$$\Delta T_r = \frac{|T_r' - T_r|}{T_r} \cdot 100 = \frac{|788,079 - 790|}{788,079} \cdot 100 = 0,243757 \%$$

VIII. Determinarea parametrilor indicați, efectiv și constructivi

Lucrul mecanic indicat dezvoltat într-un cilindru pe parcursul unui ciclu de funcționare în care arde un kilogram de combustibil are valoarea:

$$\begin{aligned} L_i' &= p_z(V_z - V_y) + (p_z V_z - p_b V_b) / (n_d - 1) + (p_a V_a - p_c V_c) / (n_c - 1) = \\ &= 8,01144 \cdot 10^6 \cdot (1,95015 - 1,26633) + (8,01144 \cdot 10^6 \cdot 1,95015 - \\ &- 5,35515 \cdot 10^5 \cdot 15,8291) / (1,29201 - 1) + (1,9992 \cdot 10^5 \cdot 15,8291 - \\ &- 6,21975 \cdot 10^6 \cdot 1,26633) / (1,36102 - 1) = 1,69018 \cdot 10^7 \text{ J} \\ &= (1,72351 \cdot 10^6 \text{ kgf} \cdot \text{m}). \end{aligned}$$

Prin urmare, presiunea medie indicată a ciclului de funcționare este:

$$\begin{aligned} p_i &= \varphi_i L_i' / (V_a - V_c) = 0,98 \cdot 1,69018 \cdot 10^7 / (15,8291 - 1,26633) = \\ &= 1,13740 \cdot 10^6 \text{ Pa } (11,5983 \text{ kgf/cm}^2). \end{aligned}$$

Rendamentul indicat va fi:

$$\eta_i = \frac{L_i' T_{sp1}}{p_a \lambda_v Q_1} = \frac{8,31434 \cdot 0,983929 \cdot 370,791 \cdot 1,1374 \cdot 10^6}{2,1 \cdot 10^5 \cdot 0,992491 \cdot 39762,2} = 0,416312,$$

iar consumul specific indicat de combustibil:

$$\begin{aligned} c_1 &= 3600 / \eta_i Q_1 = 3600 / 0,416312 \cdot 39762,2 = 0,217477 \text{ kg/kWh} \\ &= (0,159954 \text{ kg/CPh}). \end{aligned}$$

În literatura de specialitate, valorile parametrilor indicați și efectiv sunt indicate cu precădere în unități ST. De aceea, în cadrul acestui subcapitol, parametrii respectivi vor fi exprimați atât în unități SI, cât și în unități ST. Pentru motoarele în doi timpi, supraalimentate, pentru presiunea medie indicată sunt

menționate valorile uzuale: $p_1 = (1...2)$ MPa [15]. Randamentul indicat înregistrează valorile $\eta_i = 0,35...0,48$ [9], [15], iar consumul specific indicat de combustibil c_i variază între 175 și 230 g/kWh [15]. Prin urmare, valorile obținute corespund limitelor uzuale indicate în literatura de specialitate.

La rîndul lor, parametrii efectivî vor avea valorile:

- presiunea medie efectivă:

$$p_e = \eta_m p_i = 0,9 \cdot 1,1374 \cdot 10^6 = 1,02366 \cdot 10^6 \text{ Pa } (10,4385 \text{ kgf/cm}^2);$$

- randamentul efectiv:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i = 0,9 \cdot 0,416312 = 0,374681;$$

- consumul specific efectiv de combustibil:

$$c_e = c_i / \eta_m = 0,217477 / 0,9 = 0,241641 \text{ kg/kWh } (0,177727 \text{ kg/CPh}).$$

Si aceste valori corespund limitelor uzuale indicate în literatura de specialitate, pentru motoarele în doi timpi, supraalimentate: $p_e = 0,75...1,80$ MPa [2], [9], [15]; $\eta_e = 0,35...0,45$ [9], [15]; $c_e = 190...245$ g/kWh [15].

Comparînd valorile obținute cu datele tehnice ale motorului de referință prezentate în subcapitolul I, se constată că presiunea medie efectivă este apropiată de valoarea menționată ($p_e = 10,5 \text{ kgf/cm}^2$). Consumul specific efectiv de combustibil este indicat pentru utilizarea motorinei cu puterea calorifică inferioară $Q_1 = 42692,1 \text{ kJ/kg}$ (10200 kcal/kg). În aceste condiții, consumurile specifice au valorile:

$$C_1' = 3600 / \eta_i Q_1 = 3600 / 0,416312 \cdot 42692,1 = 0,202552 \text{ kg/kWh } (0,148977 \text{ kg/CPh});$$

$$C_e' = 3600 / \eta_e Q_1 = 3600 / 0,374681 \cdot 42692,1 = 0,225057 \text{ kg/kWh } (0,165530 \text{ kg/CPh}),$$

deci pentru consumul specific efectiv se remarcă o valoare foarte apropiată de cea indicată.

Pentru dezvoltarea puterii P_{ec} , impusă prin tema de proiectare, este necesar ca în fiecare cilindru să se realizeze lucrul mecanic indicat:

$$L_{ic} = 30000 P_{ec} \zeta / \eta_m \eta_i = 30000 \cdot 18019,7 \cdot 2 / 0,9 \cdot 100 \cdot 7 = 1,71616 \cdot 10^6 \text{ J } (1,75 \cdot 10^5 \text{ kgfm}),$$

Drept, urmare, coeficientul de similitudine dintre ciclul real de funcționare și cel ipotetic în care arde un kilogram de combustibil va fi:

$$6/0,98 \cdot 1,69018 \cdot 10^7 = 0,103609.$$

e ocupate de fluidul motor în
ui de funcționare:

$$= 1,64005 \text{ m}^3;$$

$$3 = 0,131204 \text{ m}^3;$$

$$202054 \text{ m}^3.$$

dicat a ciclului de funcționare
r de comprimare și de destinde-
eritelor valori V_j ale volumu-
culează cu relațiile:

[Pa];

[Pa] .

uate sînt centralizate în urmă-

RUL PROCESELOR DE COMPRIMARE TINDERE

V_j [m ³]	P_{jc} [MPa]	P_{jd} [MPa]
0,700	0,636948	1,60879
0,750	0,579861	1,47159
0,800	0,531100	1,35386
0,850	0,489037	1,25186
0,900	0,452435	1,16274
0,950	0,420338	1,08429
1,000	0,391994	1,01476
1,050	0,366809	0,952770
1,100	0,344305	0,897192
1,150	0,324092	0,847116
1,200	0,305853	0,801793
1,250	0,289323	0,760600
1,300	0,274284	0,723018
1,350	0,260551	0,688608
1,400	0,247968	0,657001
1,450	0,236404	0,627879
1,500	0,225744	0,600371
1,550	0,215391	0,576042
1,600	0,206761	0,552891
1,64005	0,199920	0,535515

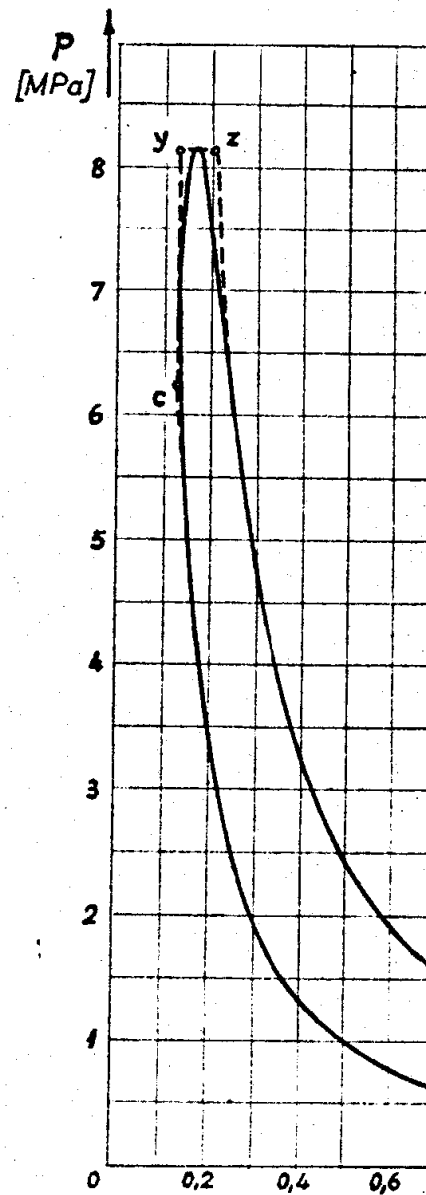


Fig. A.2. Diagrama

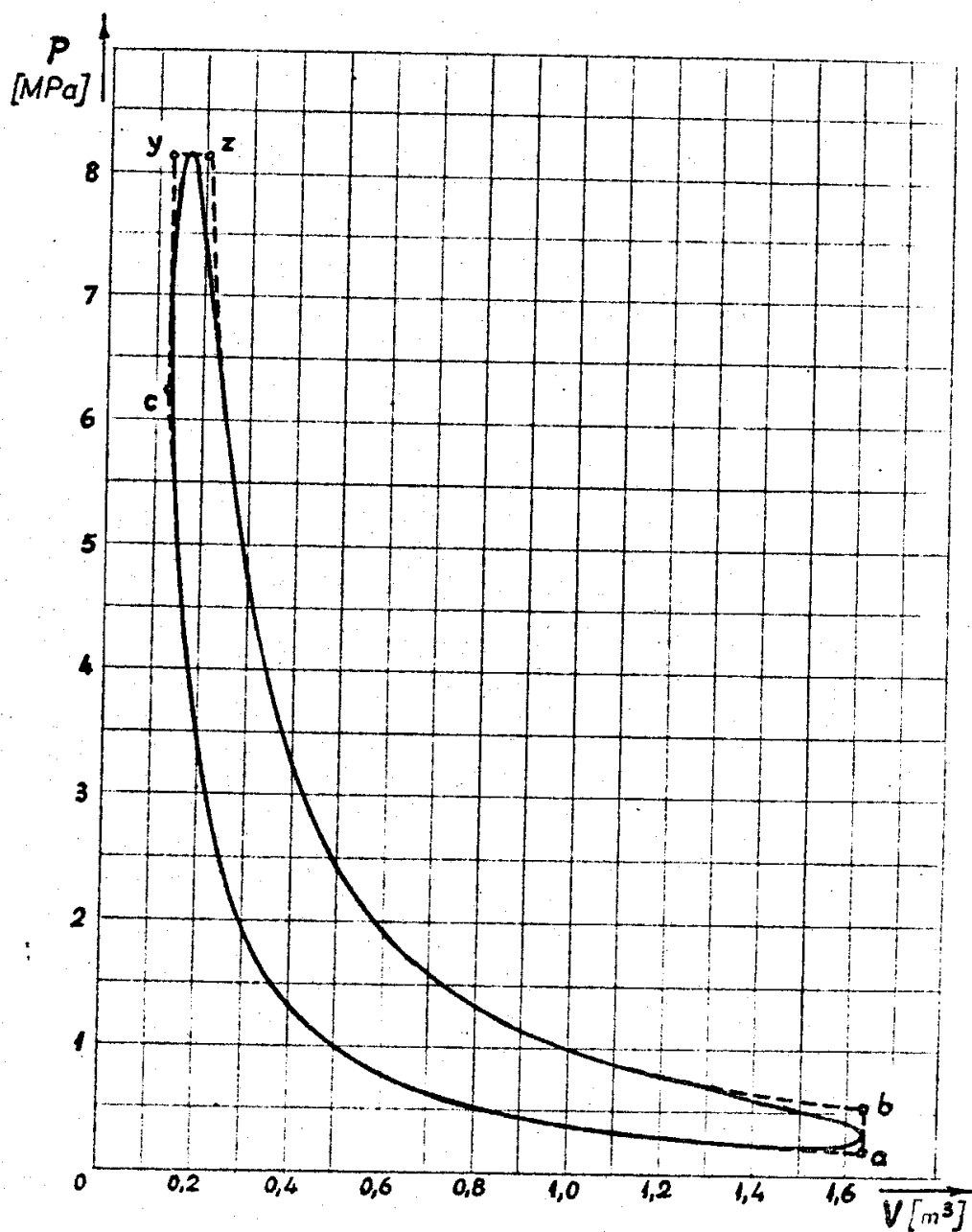


Fig. A.2. Diagrama indicată a ciclului de funcționare

Pe baza datelor din tabelul A.5, în figura A.2 este reprezentată grafic diagrama indicată a ciclului de funcționare. Utilizând această diagramă, poate fi determinat lucrul mecanic indicat dezvoltat în cadrul ciclului de funcționare. Astfel, luând ca element de referință aria dreptunghiului cu lungimea de 0,5 MPa și lățimea 0,1 m³ (fig. A.2), în tabelul A.6 sînt prezentate valorile relative aproximative ale elementelor de arie componente ale diagramei indicate teoretice (nerotunjite).

- Tabelul A.6 -

VALORILE APROXIMATIVE ALE ELEMENTELOR DE ARIE ALE
DIAGramei INDICATE DIN FIGURA A.2

Intervalul de presiune Δp [MPa]	Aria relativă A _x	Intervalul de presiune Δp [MPa]	Aria relativă A _x
0 - 0,5	3,15·A	4,0 - 4,5	1,45·A
0,5 - 1,0	6,60·A	4,5 - 5,0	1,40·A
1,0 - 1,5	4,25·A	5,0 - 5,5	1,35·A
1,5 - 2,0	3,15·A	5,5 - 6,0	1,20·A
2,0 - 2,5	2,45·A	6,0 - 6,5	1,15·A
2,5 - 3,0	2,35·A	6,5 - 7,0	0,95·A
3,0 - 3,5	1,90·A	7,0 - 7,5	0,95·A
3,5 - 4,0	1,75·A	7,5 - 8,5	1,15·A

Insumînd ariile elementelor componente, rezultă aria diagramei indicate teoretice:

$$A_d = \sum_{x=1}^6 A_x = 35,2 \cdot A.$$

Aria elementului de referință fiind:

$$A = 0,5 \cdot 0,1 = 0,05 \text{ MPa} \cdot \text{m}^3 = 5 \cdot 10^4 \text{ J},$$

rezultă lucrul mecanic indicat dezvoltat într-un ciclu de funcționare:

$$L_{i(gr)} = A_d = 35,2 \cdot 5 \cdot 10^4 = 1,76 \cdot 10^6 \text{ J} \\ (1,79471 \cdot 10^5 \text{ kgfm})$$

Diagrama indicată a fost construită grafic și pe hîrtie milimetrică. În figura A.3 este prezentată la scară această construcție, carciajul fiind realizat din pătrate cu latura de 10 mm. Prin planimetrarea diagramei indicate, rezultă aria A = 14614 mm². Reprezentarea fiind făcută la scările k_p = 0,02 MPa/mm și k_v = 6·10⁻³ m³/mm, rezultă lucrul mecanic indicat:

$$L_{1(gr)} = k_p \cdot k_v \cdot A = 0,02 \cdot 10^6 \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 14614 = 1,75358 \cdot 10^6 \text{ J} \\ (1,78826 \cdot 10^5 \text{ kgfm}).$$

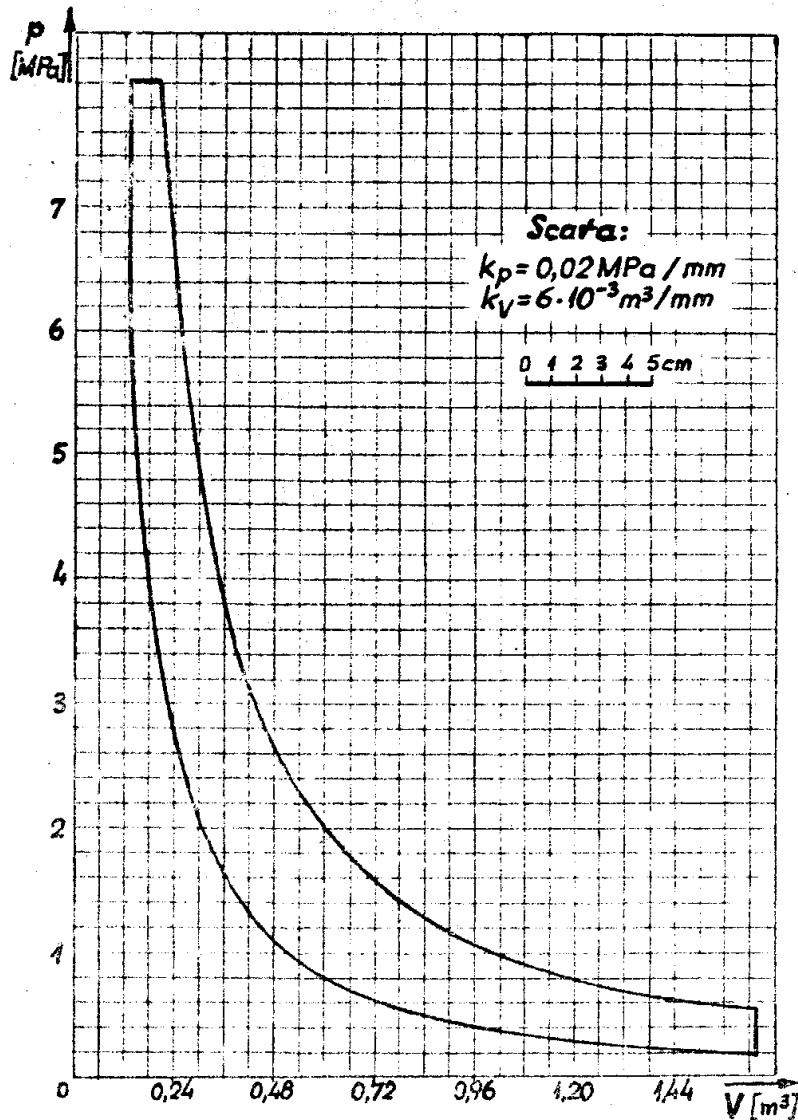


Fig. A.3 Diagrama indicată teoretică a ciclului de funcționare

Valoarea analitică a acestui parametru este:

$$L_1 = p_z(V_z' - V_y') + (p_z V_z' - p_b V_b') / (n_d - 1) + (p_a V_a' - p_c V_c') / (n_c - 1) = 8,01144 \cdot 10^6 \\ \cdot (0,202054 - 0,131204) + (8,01144 \cdot 10^6 \cdot 0,202054 - 0,535515 \cdot 10^6 \\ \cdot 1,64005) / (1,29201 - 1) + (0,19992 \cdot 10^6 \cdot 1,64005 - 6,21975 \cdot 10^6 \\ \cdot 0,131204) / (1,36102 - 1) = 1,75117 \cdot 10^6 \text{ J } (1,78570 \cdot 10^5 \text{ kgfm}).$$

Erorile de determinare în cadrul metodelor grafice au valori reduse (sub limita maximă admisibilă de 2%):

$$\Delta L_1 = \frac{|L_1 - L_1'(gr)|}{L_1} \cdot 100 = \frac{|1,75117 \cdot 10^6 - 1,76 \cdot 10^6|}{1,75117 \cdot 10^6} \cdot 100 = 0,504234\%;$$

$$\Delta L_1' = \frac{|L_1 - L_1'(gr)|}{L_1} \cdot 100 = \frac{|1,75117 \cdot 10^6 - 1,75368 \cdot 10^6|}{1,75117 \cdot 10^6} \cdot 100 =$$

$$= 0,143333\%.$$

remarcându-se gradul mai ridicat de precizie pe care îl oferă cea de-a doua metodă grafică (metoda grafică propriu-zisă).

Pot fi acum determinate principalele dimensiuni constructive ale motorului. Valorile acestor dimensiuni sînt următoarele:

- diametrul cilindrului:

$$D = 10^3 \sqrt[3]{4(V_a - V_c) / \pi \psi_d} = 10^3 \sqrt[3]{4(1,64005 - 0,131204) / \pi \cdot 2,04082} = 980,054 \text{ mm};$$

- cursa pistonului:

$$S = \psi_d D = 2,04082 \cdot 980,054 = 2000,11 \text{ mm};$$

- cursa utilă a pistonului:

$$S_u = \psi_u S = 0,85 \cdot 2000,11 = 1700,10 \text{ mm};$$

- raza manivelei:

$$R = S/2 = 2000,11/2 = 1000,06 \text{ mm};$$

- lungimea bielei:

$$L_b = R/\lambda_d = 1000,06/0,25 = 4000,23 \text{ mm};$$

- cilindrarea unitară:

$$V_g = 10^{-6} \pi D^2 S / 4 = 10^{-6} \pi \cdot 980,054^2 \cdot 2000,11 / 4 = 1508,84 \text{ dm}^3;$$

- cilindrarea totală:

$$V_t = iV_g = 7 \cdot 1508,84 = 10561,9 \text{ dm}^3.$$

Se remarcă valorile extrem de apropiate de cele indicate în partea tehnică a motorului. Eroarea de determinare are o valoare nesemnificativă:

$$\Delta D = \frac{|D^{(imp.)} - D^{(calc.)}|}{D^{(imp.)}} \cdot 100 = \frac{|980 - 980,054|}{980} \cdot 100 = 5,51020 \cdot 10^{-2}\%$$

Aceeași precizie ridicată a determinărilor se constată și în cazul puterii efective, a cărei valoare este:

$$P_e = p_e \pi D^2 S n / (12 \cdot 10^{13} \cdot \tau) = 1,02366 \cdot 10^6 \cdot \pi \cdot 980,054^2 \cdot 2000,11 \cdot 7 \cdot 100 / (12 \cdot 10^{13} \cdot 2) = 18019,7 \text{ kW (24499,9 CP)}.$$

Utilizînd lucrul mecanic indicat, puterea efectivă are valoarea:

$$P_e = \eta_m Q L_i n_i / 300000 \tau = 0,9 \cdot 0,98 \cdot 1,75117 \cdot 10^6 \cdot 100 \cdot 7 / 300000 \cdot 2 = 18019,5 \text{ kW (24499,7 CP)}.$$

Calculînd densitatea aerului de admisie:

$\rho_{aer} = p_s / T_{aer} R_{aer} = 2,1 \cdot 10^5 / 370,791 \cdot 287 = 1,97337 \text{ kg/m}^3$, puterea efectivă se poate determina și cu ajutorul relației:

$$P_e = 10^{-3} i \cdot V_s \cdot R_{aer} Q_i \lambda_v \eta_{m_{aer}} \eta_i / 300000 L_i \tau = 10^{-3} \cdot 7 \cdot 1508,84 \cdot 0,287 \cdot 39762,2 \cdot 0,992491 \cdot 0,9 \cdot 1,97337 \cdot 100 \cdot 0,416312 / 30 \cdot 2 \cdot 8,31434 \cdot 0,491964 \cdot 2 = 18019,7 \text{ kW (24499,9 CP)}.$$

Erorile de determinare sînt, și în acest caz, nesemnificative, în două din cele trei relații obținîndu-se exact valoarea impusă prin tema de proiectare. Puterea indicată a motorului are valoarea: $P_i = P_e / \eta_m = 18019,7 / 0,9 = 20021,9 \text{ kW (27222,1 CP)}$.

Indicii de performanță ai motorului au, la rîndul lor, valorile:

- puterea pe cilindru:

$$P_{cil} = P_e / i = 18019,7 / 7 = 2574,24 \text{ kW/cil (3499,99 CP/cil)};$$

- puterea specifică de arie a pistonului:

$$P_{sa} = 4 \cdot 10^6 P_e / i \pi D^2 = 4 \cdot 10^6 \cdot 18019,7 / 7 \cdot \pi \cdot 980,054^2 = 3412,40 \text{ kW/m}^2 \text{ (4639,56 CP/m}^2\text{)};$$

- puterea specifică volumică:

$$P_{sv} = 4 \cdot 10^9 P_e / i \pi D^2 S = 4 \cdot 10^9 \cdot 18019,7 / 7 \cdot \pi \cdot 980,054^2 \cdot 2000,11 = 1706,10 \text{ kW/m}^3 \text{ (2319,65 CP/m}^3\text{)};$$

- indicele de baleiaj:

$$iB = 10^{-3} \cdot D \cdot n = 10^{-3} \cdot 980,054 \cdot 100 = 98,0054 \text{ m/min};$$

- gradul de solicitare a motorului:

$$\gamma_{sol} = 2 \cdot V_{mp} \cdot P_e / \tau = 2 \cdot 6,66704 \cdot 1,02366 \cdot 10^6 / 2 = 6,82478 \cdot 10^6 \text{ N/ms (6,95936} \cdot 10^5 \text{ kgf/ms)}.$$

În sfîrșit, utilizînd datele din tabelul 19, se verifică dimensiunile de gabarit ale motorului indicate în cadrul subcapitolului I:

- lungimea:

$$L_{mot} = C_L D_i^{\frac{1}{2}} = 2,59024 \cdot 980,054 \cdot 7 = 17770 \text{ mm};$$

- înălțimea de la axa de rotație:

$$H = C_H S = 5,49970 \cdot 2000,11 = 11000 \text{ mm};$$

- adâncimea de la axa de rotație:

$$E = C_E S = 1,07494 \cdot 2000,11 = 2150 \text{ mm};$$

- lățimea:

$$B = C_B S = 4,54975 \cdot 2000,11 = 9100 \text{ mm}.$$

IX. Funcționarea motorului cu combustibil greu

În ultima parte a acestei anexe, vor fi prezentate comparativ rezultatele obținute în efectuarea calculului termic atât în varianta precedentă, cât și în condițiile funcționării motorului cu combustibil greu. A fost considerat un combustibil greu cu puterea calorifică inferioară $Q_i = 37142 \text{ kJ/kg}$ și compoziția procentuală:

- carbon, $c = 87,9 \%$;
- hidrogen, $h = 7\%$;
- sulf, $s = 3\%$;
- oxigen, $o = 0,6\%$;
- apă, $w = 0,85\%$;
- reziduuri, $r = 0,65\%$.

Datorită calității inferioare a combustibilului utilizat, s-au considerat valori mai scăzute ale coeficienților de utilizare a căldurii: $\xi_v = 0,79$ și $\xi_p = 0,72$. De asemenea, s-a considerat valoarea inițială a temperaturii gazelor arse reziduale $T_r = 800 \text{ K}$. Toți ceilalți parametri inițiali de calcul au rămas aceiași.

- Tabelul A.7 -

PARAMETRII CARACTERISTICI AI FUNCȚIONĂRII MOTORULUI

P a r a m e t r u l	U.M.	Funcționarea cu combustibil cu puterea calorifică inferioară	
		$Q_i=39762,2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$	$Q_i=37142 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$
1	2	3	4
1. <u>PROCESUL DE ADMISIE</u>			
Cantitatea de oxigen necesară arderii complete a unui kilogram combustibil	kmoli	0,103313	0,0915
Cantitatea de aer necesară arderii complete a unui kilogram combustibil	kmoli	0,491964	0,435714

1	2	3	4
Cantitatea de aer utilizată pentru arderea unui kilogram combustibil	kmoli	0,983928	0,871429
Cantitățile de gaze arse rezultate din arderea unui kilogram combustibil:			
- bioxid de carbon	kmoli	0,0725	0,07325
- vapori de apă	kmoli	0,062	0,035472
- bioxid de sulf	kmoli	-	$9,375 \cdot 10^{-4}$
- oxigen	kmoli	0,103313	0,0915
- azot	kmoli	0,777304	0,688429
- cantitatea totală	kmoli	1,01512	0,889588
Cantitățile de gaze arse reziduale:			
- bioxid de carbon	kmoli	$1,45 \cdot 10^{-3}$	$1,465 \cdot 10^{-3}$
- vapori de apă	kmoli	$1,24 \cdot 10^{-3}$	$7,09445 \cdot 10^{-4}$
- bioxid de sulf	kmoli	-	$1,875 \cdot 10^{-5}$
- oxigen	kmoli	$2,06625 \cdot 10^{-3}$	$1,83 \cdot 10^{-3}$
- azot	kmoli	0,015546	0,013769
- cantitatea totală	kmoli	0,020302	0,017792
Masa fluidului motor la sfârșitul admisiei	kg	28,9744	25,6637
Constanta caracteristică a fluidului motor la sfârșitul admisiei	J/kg·grad	288,168	288,083
Temperatura aerului la ieșirea din suflantă	K	415,791	415,791
Temperatura aerului de admisie	K	370,791	370,791
Coeficientul de umplere	-	0,992491	0,991978
Parametrii fluidului motor la sfârșitul admisiei:			
- entalpia	kJ	11099,3	9831,46
- presiunea	Pa	$1,9992 \cdot 10^5$	$1,9992 \cdot 10^5$
- volumul	m ³	15,8291	14,0235
- temperatura	K	379,011	379,207

=====			
1	1	2	3
=====			
2. PROCESUL DE COMPRIMARE			
Coeficienții expresiei căldurii specifice medii molare a fluidului motor (a_{am} și b_{am})	$\frac{kJ}{kmol \cdot ^\circ K}$	$20,0780$ $2,58119 \cdot 10^{-3}$	$20,0785$ $2,5822 \cdot 10^{-3}$
Exponentul mediu politropic al comprimării	-	1,36102	1,36097
Parametrii fluidului motor la sfârșitul comprimării:			
- presiunea	P_m	$6,21975 \cdot 10^6$	$6,21897 \cdot 10^6$
- volumul	m	1,26633	1,12188
- temperatura	K	943,319	943,688
3. PROCESUL DE ARDERE IZOCORA			
Parametrii fluidului motor la începutul injecției:			
- presiunea	P_m	$5,40263 \cdot 10^6$	$5,40198 \cdot 10^6$
- volumul	m	1,40439	1,24420
- temperatura	K	908,727	909,087
Întârzierea la autoaprindere	s	$3,10636 \cdot 10^{-3}$	$3,10589 \cdot 10^{-3}$
Unghiul de rotație corespunzător întârzierii la autoaprindere	$^\circ RAC$	1,86382	1,86353
Unghiul de rotație corespunzător duratei totale a arderii	$^\circ RAC$	8,86382	8,86353
Cantitatea de combustibil arsă izocor (pentru un kilogram combustibil pe ciclu).	kg	0,210272	0,210247
Cantitățile de gaze rezultate din arderea izocoră:			
- bioxid de carbon	$kmol$	$1,52447 \cdot 10^{-2}$	$1,54006 \cdot 10^{-2}$
- vapori de apă	$kmol$	$1,30369 \cdot 10^{-2}$	$7,45792 \cdot 10^{-3}$
- bioxid de sulf	$kmol$	-	$1,97107 \cdot 10^{-4}$
- oxigen	$kmol$	0,184901	0,163762
- azot	$kmol$	0,777304	0,688429
- cantitatea totală	$kmol$	0,990487	0,875247
Cantitățile de gaze arse la sfârșitul arderii izocore:			
- bioxid de carbon	$kmol$	$1,66947 \cdot 10^{-2}$	$1,68656 \cdot 10^{-2}$
- vapori de apă	$kmol$	$1,42769 \cdot 10^{-2}$	$8,16737 \cdot 10^{-3}$
- bioxid de sulf	$kmol$	-	$2,15857 \cdot 10^{-4}$
- oxigen	$kmol$	0,186968	0,165592
- azot	$kmol$	0,792859	0,702198
- cantitatea totală	$kmol$	1,01079	0,893039

1	2	3	4
Masa fluidului motor la sfârșitul arderii izocore	kg	29,1851	25,8729
Constanta caracteristică a fluidului motor la sfârșitul arderii izocore	J/kg·grd	287,955	286,979
Energia internă a fluidului motor la sfârșitul comprimării	kJ	21115,3	18664
Energia internă a fluidului motor la sfârșitul arderii izocore	kJ	27971,2	24833,1
Parametrii fluidului motor la sfârșitul arderii izocore: - presiunea - volumul - temperatura	Pa m ³ K	8,01144·10 ⁶ 1,26633 1207,18	8,02279·10 ⁶ 1,12188 1212,20
Raportul de creștere a presiunii	-	1,28806	1,29005
4. PROCESUL DE ARDERE IZOBARA			
Cantitatea de combustibil arsă izobar (pentru un kilogram combustibil pe ciclu)	kg	0,789728	0,789753
Cantitățile de gaze arse la sfârșitul arderii izobare: - bioxid de carbon - vapor de apă - bioxid de carbon - oxigen - azot - cantitatea totală	kmoli kmoli kmoli kmoli kmoli kmoli	0,07395 0,06324 - 0,105379 0,792850 1,03542	7,47150·10 ⁻² 3,61816·10 ⁻² 9,56250·10 ⁻⁴ 9,3330·10 ⁻² 0,702198 0,907381
Masa fluidului motor la sfârșitul arderii izobare	kg	29,9762	26,6586
Constanta caracteristică a fluidului motor la sfârșitul arderii izobare	J/kg·grd	287,189	282,995
Entalpia fluidului motor la sfârșitul arderii izocore	kJ	40265,5	35461,6
Entalpia fluidului motor la sfârșitul arderii izobare	kJ	63816,5	56581,4
Parametrii fluidului motor la sfârșitul arderii izobare: - presiunea - volumul - temperatura	Pa m ³ K	8,01144·10 ⁶ 1,95015 1814,82	8,02279·10 ⁶ 1,72428 1833,64

1	2	3	4
Raportul de destindere prealabilă	-	1,54	1,53695
5. PROCESUL DE DESTINDERE			
Coeficienții expresiei căldurii medii molare a fluidului motor (a'_{am} și b'_{am})	$\text{kJ/kmol} \cdot \text{gr}^{\circ}$ $\text{kJ/kmol} \cdot \text{gr}^{\circ}$	22,8899 $1,99459 \cdot 10^3$	23,0360 $1,95251 \cdot 10^{-3}$
Exponentul mediu politropic al destinderii	-	1,29201	1,29111
Parametrii fluidului motor la sfârșitul destinderii: - presiunea - volumul - temperatura	Pa_3 m^3 K	$5,35515 \cdot 10^5$ 15,8291 984,654	$5,35911 \cdot 10^5$ 14,0235 996,167
Raportul de destindere	-	8,11687	8,13298
Raportul de scădere a presiunii	-	2,67865	2,68063
Temperatura calculată a gazelor arse reziduale	$^{\circ}\text{K}$	788,079	797,584
Eroarea de alegere a temperaturii gazelor arse reziduale	%	0,243757	0,301979
6. PARAMETRII INDICATI, EFECTIVI SI CONSTRUCTIVI			
Lucrul mecanic indicat dezvoltat într-un cilindru în ciclul de funcționare cu un kilogram combustibil	J ($\text{kg} \cdot \text{f} \cdot \text{m}$)	$1,69018 \cdot 10^7$ ($1,72351 \cdot 10^6$)	$1,49752 \cdot 10^7$ ($1,52705 \cdot 10^6$)
Presiunea medie indicată	Pa (kgf/cm^2)	$1,13740 \cdot 10^6$ (11,5983)	$1,13751 \cdot 10^6$ (11,5994)
Randamentul indicat	-	0,416312	0,394962
Consumul specific indicat de combustibil	kg/kWh (kg/CPh)	0,217477 (0,159954)	0,245404 (0,180495)
Presiunea medie efectivă	Pa (kgf/cm^2)	$1,02366 \cdot 10^6$ (10,4385)	$1,02376 \cdot 10^6$ (10,4395)
Randamentul efectiv	-	0,374681	0,355466
Consumul specific efectiv de combustibil	kg/kWh (kg/CPh)	0,241641 (0,177727)	0,272671 (0,200550)

1	2	3	4
Lucrul mecanic indicat necesar pentru dezvoltarea puterii impuse	J (kg f·m)	$1,71616 \cdot 10^6$ ($1,75 \cdot 10^5$)	$1,71616 \cdot 10^6$ ($1,75 \cdot 10^5$)
Coeficientul de similitudine	-	0,103609	0,116939
Volumele reale ocupate de fluidul motor în punctele caracteristice:			
- punctele "a" și "b"	m ³	1,64005	1,63989
- punctele "c" și "y"	m ³	0,131204	0,131191
- punctul "z"	m ³	0,202054	0,201636
Lucrul mecanic indicat dezvoltat într-un cilindru	J (kg f·m)	$1,75117 \cdot 10^6$ ($1,78570 \cdot 10^5$)	$1,75119 \cdot 10^6$ ($1,78572 \cdot 10^5$)
Diametrul cilindrului	mm	980,054	980,023
Cursa pistonului	mm	2000,11	2000,05
Raza manivelei	mm	1000,06	1000,03
Lungimea bieiei	mm	4000,23	4000,10
Cilindreea unitară	dm ³	1508,84	1508,70
Cilindreea totală	dm ³	10561,9	10560,9
Puterea efectivă	kW (CP)	18019,7 (24499,9)	18019,7 (24499,9)
Puterea pe cilindru	kW/cil (CP/cil)	2574,24 (3499,99)	2574,24 (3499,99)
Puterea specifică de arie a pistonului	kW/m ² (CP/m ²)	3412,40 (4639,56)	3412,61 (4639,86)
Puterea specifică volumică	kW/m ³ (CP/m ³)	1706,10 (2319,65)	1706,26 (2319,87)
Indicele de baleiaj	m/min	98,0054	98,0023
Gradul de solicitare a motorului	N/ms (kgf/ms)	$6,824778 \cdot 10^6$ ($6,95936 \cdot 10^5$)	$6,82524 \cdot 10^6$ ($6,95984 \cdot 10^5$)

CU PRIVIRE LA UNITATILE DE MASURA

În prezenta lucrare s-a adoptat Sistemul Internațional de unități de măsură (S.I.). Acest sistem are unități de măsură fundamentale care acoperă toate domeniile fizice. El a fost adoptat la cea de-a XI-a Conferință Generală de Măsuri și Greutăți, Paris, noiembrie 1960, constituind, din 1961, sistemul legal și obligatoriu și în țara noastră.

Având în vedere faptul că în domeniul motoarelor diesel navale, al motoarelor termice în general, Sistemul Tehnic se bucură, încă, de o largă răspândire, în cadrul acestei anexe sînt prezentate unitățile de măsură ale mărimilor specifice calculului termic, precum și principalele relații de transformare ale acelor mărimi.

- Tabelul A. 8 -

UNITATILE DE MASURA PENTRU PRINCIPALELE MARIMI CARACTERISTICE MOTOARELOR DIESEL NAVALE

Mărimea	SI	ST
1	2	3
Alezajul	mm	mm
Cursa	mm	mm
Cilindreea	dm ³ .l	dm ³ . l
Turația	rot/min	rot/min
Viteza pistonului	m/s	m/s
Viteza unghiulară de rotație	rad/s	rad/s
Masa	kg	kgfs ² /m
Forța	N, daN	kgf
Momentul	Nm, daNm	kgf.m
Lucrul mecanic, energie	J, kJ kWh	kgf.m CPh
Puterea	kW	CP
Căldura	J, kJ	kcal
Puterea calorică	kJ/kg	kcal/kgf
Presiunea	Pa, daN/mm ²	kgf/cm ²

1	2	3
Temperatura	K	$^{\circ}\text{C}$
Consumul specific de combustibil	kg/kWh	kg/CPh
Entalpia, energia internă	kJ	kcal
Entalpia specifică, energia internă specifică	kJ/kmol	kcal/kmol
Unghiul de rotație al arborelui cotit	$^{\circ}\text{RAC}$	$^{\circ}\text{RAC}$
Constanta caracteristică	J/kg.grd	cal/kg.grd

- Tabelul A.9 -
ECHIVALENȚA DINTRE kmol, m_N^3 și kg

Unitatea	Simbol	Kmol	m_N^3	kg
Kilomol	kmol	1	22,414	M
Metru cub normal	m_N^3	1/22,414	1	M/22,414
kilogram	kg	1/M	22,414/M	1

Observație: M - masa moleculară.

- Tabelul A.10 -

UNITATI DE MASURA PENTRU MASA

Masa	kg	t	lb	hyl	slug	UK ton	US sh ton
1 kg	1	10^{-3}	2,20462	0,101972	$6,85218 \cdot 10^{-2}$	$9,84207 \cdot 10^{-4}$	$1,10231 \cdot 10^{-3}$
1 t	1000	1	2204,62	101,972	68,5218	0,984207	1,10231
1 lb	0,453592	$4,53592 \cdot 10^{-4}$	1	$4,62535 \cdot 10^{-2}$	$3,1081 \cdot 10^{-2}$	$4,46429 \cdot 10^{-4}$	$5 \cdot 10^{-4}$
1 hyl*	9,80665	$9,80665 \cdot 10^{-5}$	21,62	1	0,671969	$9,65179 \cdot 10^{-3}$	$1,081 \cdot 10^{-2}$
1 slug**	14,5939	$1,45939 \cdot 10^{-2}$	32,174	1,48816	1	$1,43634 \cdot 10^{-2}$	$1,6087 \cdot 10^{-2}$
1 UK ton	1016,05	1,01605	2240	103,608	69,6214	1	1,12
1 US sh ton	907,185	0,907185	2000	92,5069	62,162	0,892857	1

Observații: UK - unitate de măsură engleză; US - unitate de măsură americană (S.U.A.); lb - pound.

* Unitate de măsură pentru masă în ST, 1 hyl = 1 kgfs²/m.

** Unitate din sistemul anglo-american.

- Tabelul A. 11 -

UNITATI DE MASURA PENTRU FORȚA

Forța	N	dyn	kgf	lbf	pdl
1 N	1	10^5	0,101972	0,224809	7,23301
1 dyn	10^{-5}	1	$1,01972 \cdot 10^{-6}$	$2,24809 \cdot 10^{-6}$	$7,23301 \cdot 10^{-5}$
1 kgf*	9,80665	980665	1	2,20462	70,9316
1 lbf	4,44822	444822	0,453592	1	32,174
1 pdl	0,138255	13825,5	$1,40981 \cdot 10^{-2}$	$3,1081 \cdot 10^{-2}$	1

Observații: lbf - pound-force; pdl - poundal.

* unitatea de măsură pentru forță în ST este kilogramul forță (kgf) sau kilopondul (kp).

- Tabelul A. 12 -

UNITATI DE MASURA PENTRU PRESIUNE

Presiunea	Pa (N/m ²)	bar	kgf/m ²	at (kgf/cm ²)	mmH ₂ O	mmHg (torr)	atm
1 Pa=1N/m ²	1	10^{-5}	0,101972	$1,01972 \cdot 10^{-5}$	0,101972	$7,50062 \cdot 10^{-3}$	$9,86923 \cdot 10^{-6}$
1 bar	10^5	1	101972	1,01972	10197,2	750,062	0,986923
1 kgf/m ² *	9,80665	$9,80665 \cdot 10^{-5}$	1	10^{-4}	1	$7,35559 \cdot 10^{-2}$	$9,67841 \cdot 10^{-5}$
1 at=1kgf/cm ²	98066,5	0,980665	10^4	1	10^4	735,559	0,967841
1 mm H ₂ O**	9,80665	$9,80665 \cdot 10^{-5}$	1	10^{-4}	1	$7,35559 \cdot 10^{-3}$	$9,67841 \cdot 10^{-5}$
1 mmHg=1 torr***	133,322	$1,33322 \cdot 10^{-3}$	13,5951	$1,35951 \cdot 10^{-5}$	13,5951	1	$1,31579 \cdot 10^{-3}$
1 atm	101325	1,01325	10332,3	1,03323	10332,3	760	1

Observații: at - atmosferă tehnică; atm - atmosferă fizică,

* unitatea de măsură pentru presiune în ST.

** valoarea exactă este 1,000028 mm H₂O = 1kgf/m²

*** 1 mm Hg = 1 torr (în memoria lui Torricelli).

- Tabelul A. 13 -

UNITATI DE MASURA PENTRU ENERGIE (CALDURA)

Energia (căldura)	J	erg	Wh	kgfm	cal	GPh	hph
1 J	1	10^7	$2,77778 \cdot 10^{-4}$	$0,101972$	$0,23892$	$3,77673 \cdot 10^{-7}$	$3,72506 \cdot 10^{-7}$
1 erg	10^{-7}	1	$2,77778 \cdot 10^{-11}$	$1,01972 \cdot 10^{-8}$	$2,3892 \cdot 10^{-6}$	$3,77673 \cdot 10^{-14}$	$3,72506 \cdot 10^{-14}$
1 Wh	3600	$3,6 \cdot 10^{10}$	1	367,098	860,111	$1,35962 \cdot 10^{-3}$	$1,34102 \cdot 10^{-3}$
1 kgfm *	9,80665	$9,80665 \cdot 10^7$	$2,72407 \cdot 10^{-3}$	1	2,343	$3,7037 \cdot 10^{-6}$	$3,65304 \cdot 10^{-6}$
1 cal **	4,1855	$4,1855 \cdot 10^7$	$1,16264 \cdot 10^{-3}$	$0,426804$	1	$1,58075 \cdot 10^{-6}$	$1,55912 \cdot 10^{-6}$
1 GPh	$2,64779 \cdot 10^6$	$2,64779 \cdot 10^{13}$	735,499	270000	632611	1	9986319
1 hph	$2,68452 \cdot 10^6$	$2,68452 \cdot 10^{13}$	745,7	273745	641387	$1,01387$	1

Observații: hph - horsepower hour.

* unitatea de măsură pentru energia mecanică în ST este kilogramforțămetru (kgfm).

** unitatea de măsură pentru căldură în ST este caloria (cal).

- Tabelul A. 14 -

UNITATI DE MASURA PENTRU PUTERE

Puterea	W	erg/s	kgfm/s	CP	cal/s	kcal/h	hp
1 W	1	10^7	$0,101972$	$1,35962 \cdot 10^{-3}$	$0,23892$	$0,860111$	$1,34102 \cdot 10^{-3}$
1 erg/s	10^{-7}	1	$1,01972 \cdot 10^{-8}$	$1,35962 \cdot 10^{-10}$	$2,3892 \cdot 10^{-6}$	$8,60111 \cdot 10^{-8}$	$1,34102 \cdot 10^{-10}$
1 kgfm/s *	9,80665	$9,80665 \cdot 10^7$	1	$1,33333 \cdot 10^{-2}$	2,343	8,43476	$1,31508 \cdot 10^{-2}$
1 CP	735,499	$7,35499 \cdot 10^9$	75	1	175,726	632,611	998632
1 cal/s	4,1855	$4,1855 \cdot 10^7$	$0,426804$	$3,60059 \cdot 10^{-3}$	1	3,6	$3,61284 \cdot 10^{-3}$
1 kcal/h	1,16264	$1,16264 \cdot 10^7$	$0,118557$	$1,58075 \cdot 10^{-2}$	$0,277778$	1	$1,55912 \cdot 10^{-3}$
1 hp	745,7	$7,457 \cdot 10^9$	76,0402	$1,01387$	178,163	641,387	1

Observații: hp - horsepower.

* unitatea de măsură pentru putere în ST este kilogramforță metru pe secundă (kgfm/s).

- Tabelul A. 15 -

UNITATI DE MASURA PENTRU TEMPERATURA

Temperatura	T[K]	$t_c [^{\circ}\text{C}]$	$t_{Re} [^{\circ}\text{Re}]$	$t_F [^{\circ}\text{F}]$	$t_R [^{\circ}\text{R}]$
Kelvin, T [K]	T	$T - 273,15$	$\frac{4}{5}(T - 273,15)$	$\frac{9}{5}(T - 273,15) + 32$	$\frac{9}{5}T$
Grd. Celsius, $t_c [^{\circ}\text{C}]$	$t_c + 273,15$	t_c	$\frac{4}{5}t_c$	$\frac{9}{5}t_c + 32$	$\frac{9}{5}t_c + 491,67$
Grd. Reaumur, $t_{Re} [^{\circ}\text{Re}]$	$\frac{5}{4}t_{Re} + 273,15$	$\frac{5}{4}t_{Re}$	t_{Re}	$\frac{9}{4}t_{Re} + 32$	$\frac{9}{4}t_{Re} + 491,67$
Grd. Fahrenheit, $t_F [^{\circ}\text{F}]$	$\frac{5}{9}(t_F - 32) + 273,15$	$\frac{5}{9}(t_F - 32)$	$\frac{4}{9}(t_F - 32)$	t_F	$t_F + 491,67$
Grd. Rankin, $t_R [^{\circ}\text{R}]$	$\frac{5}{9}t_R$	$\frac{5}{9}(t_R - 491,67)$	$\frac{4}{9}(t_R - 491,67)$	$t_R - 491,67$	t_R

**PROPRIETĂȚILE TERMODINAMICE ALE COMPONENTELOR
FLUIDULUI MOTOR**

+ Tabelul A. 16 -

ENTALPIILE SPECIFICE ALE COMPONENTELOR FLUIDULUI MOTOR

Entalpia specifică, i [kJ/kmol]						
Temperatura [K]	Aer	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	O ₂	N ₂
1	2	3	4	5	6	7
200	5805,29	5930,85	6617,28	4097,94	5759,25	5809,47
250	7253,47	7688,76	8358,44	5112,93	7253,47	7261,84
300	8714,21	9492,71	10036,8	6127,91	8701,65	8718,40
350	10174,9	11401,3	11723,6	7142,90	10174,9	10170,8
400	11627,3	13410,3	13431,3	8157,88	11677,5	11627,3
450	13117,4	15511,5	15164,1	9172,87	13184,3	13096,4
500	14599,0	17696,3	16917,8	10187,9	14720,4	14578,1
550	16105,8	19964,8	18692,4	11202,8	16290,0	16051,4
600	17625,1	22287,8	20471,3	12217,8	17880,5	17554,0
650	19152,8	24686,1	22308,7	13232,8	19496,1	19065,0
700	20709,9	27134,6	24167,1	14247,8	21136,8	20596,8
750	22283,6	29633,3	26058,9	15262,8	22794,2	22141,3
800	23861,5	32178,1	27984,3	16277,8	24472,6	23702,5
850	25464,6	34768,9	29938,9	17292,7	26167,7	25280,4
900	27080,2	37397,4	31922,8	18307,7	27875,4	26870,9
950	28712,5	40063,6	33936,0	19322,7	29599,9	28478,1
1000	30365,8	42763,3	36016,2	20337,7	31332,7	30114,7
1050	32031,6	45492,2	38071,3	21352,7	33082,2	31751,2
1100	33710,0	48254,6	40185,0	22367,7	34844,3	33412,8
1150	35405,1	51038,0	42336,3	23382,7	36618,9	35087,0
1200	37112,8	53846,5	44517,0	24397,6	38393,6	36769,6
1250	38820,5	56675,9	46726,9	25412,6	40176,6	38460,6
1300	40540,8	59522,0	48966,2	26427,6	41972,2	40164,1
1350	42269,4	62389,1	51230,5	27442,6	43772,0	41871,7
1400	44010,5	65277,1	53524,2	28457,6	45580,1	43596,2
1450	45764,3	68177,6	55838,8	29472,6	47392,4	45324,8
1500	47509,6	71094,9	58178,4	30487,5	49213,1	47061,8
1550	49284,3	74028,9	60547,4	31502,5	51042,2	48811,3
1600	51054,7	76971,3	62945,7	32517,5	52879,6	50565,0
1650	52825,2	79930,5	65360,8	33532,5	54721,2	52322,9

1	2	3	4	5	6	7
1700	54612,4	82898,0	67800,9	34547,5	56571,2	54089,2
1750	56399,6	85878,1	70262,0	35562,5	58425,4	55863,9
1800	58199,4	88866,5	72739,8	36577,5	60283,8	57642,7
1850	59995,0	91867,5	75238,5	37592,4	62150,5	59425,7
1900	61798,9	94876,9	77762,4	38607,4	64021,4	61212,9
1950	63615,4	97894,7	80303,0	39622,4	65900,7	63004,3
2000	65427,7	100917	82856,2	40637,4	67784,2	64804,1
2050	67244,2	103955	85434,4	41652,4	69676,0	66599,7
2100	69073,3	106998	88029,4	42667,4	71576,2	68407,8
2150	70898,2	110049	90637,0	43682,3	73476,5	70211,8
2200	72727,2	113113	93257,1	44697,3	75385,0	72028,3
2250	74568,9	116173	95885,6	45712,3	77289,4	73840,6
2300	76406,3	119245	98530,9	46727,3	79210,6	75661,3
2350	78247,9	122321	101189	47742,3	81131,7	77482,0
2400	80093,7	125406	103859	48757,3	83057,1	79306,9
2450	81943,7	128491	106538	49772,3	84990,8	81131,7
2500	83793,7	131580	109225	50787,2	86924,5	82960,8
2550	85652,1	134677	111933	51802,2	88866,5	84789,9
2600	87502,1	137778	114653	52817,2	90817,0	86627,3
2650	89364,6	140888	117370	53832,2	92771,6	88460,5
2700	91231,3	144002	120124	54847,2	94730,4	90298,0
2750	93093,9	147125	122870	55862,2	96693,4	92135,4
2800	94960,6	150251	125628	56877,1	98664,8	93981,2
2850	96831,5	153378	128394	57892,1	100636	95822,8
2900	98706,6	156513	131169	58907,1	102616	97668,6
2950	100582	159643	133944	59922,1	104596	99514,4
3000	102461	162778	136728	60937,1	106580	101364

- Tabelul A.17 -

ENERGIILE INTERNE SPECIFICE ALE COMPONENTELOR FLUIDULUI
MOTOR

Tempera- tura [K]	Energia internă specifică, u [kJ/kmol]					
	Aer	CO ₂	H ₂ O	SO ₂	O ₂	N ₂
200	4139,46	4269,21	4955,63	4089,63	4097,60	4147,83
250	5173,28	5608,57	6278,25	5104,62	5173,28	5181,65
300	6215,47	6993,97	7542,27	6119,60	6207,10	6219,65
350	7266,03	8492,38	8814,66	7134,59	7266,03	7261,84
400	8320,77	10082,9	10103,8	8149,57	8350,07	8304,03
450	9375,52	11769,6	11422,2	9164,56	9442,49	9354,59
500	10442,8	13540,1	12761,6	10179,5	10564,2	10413,5
550	11531,1	15390,1	14117,7	11194,5	11715,2	11480,8
600	12636,0	17298,7	15482,2	12209,5	12891,3	12564,9
650	13749,4	19278,4	16901,0	13224,5	14092,6	13661,5
700	14887,8	21316,8	18349,2	14239,5	15314,7	14779,0
750	16047,2	23396,9	19822,5	15254,5	16557,8	15909,1
800	17210,8	25527,4	21333,5	16269,4	17817,7	17051,7
850	18395,3	27699,6	22869,6	17284,4	19098,4	18211,1
900	19596,5	29909,6	24439,1	18299,4	20391,8	19387,2
950	20814,5	32161,4	26038,0	19314,4	21697,6	20580,1
1000	22049,2	34446,7	27699,6	20329,4	23016,1	21793,9
1050	23300,7	36761,2	29340,4	21344,4	24351,2	23020,2
1100	24564,7	39105,1	31039,7	22359,4	25699,0	24267,5
1150	25841,3	41474,1	32776,6	23374,3	27055,1	25523,2
1200	27134,6	43868,2	34538,7	24389,3	28415,4	26791,4
1250	28427,9	46279,1	36334,3	25404,3	29784,0	28068,0
1300	29729,6	48710,8	38155,0	26419,3	31161,0	29352,9
1350	31043,9	51163,6	40005,0	27434,3	32542,3	30646,2
1400	32374,8	53633,0	41880,1	28449,3	33931,8	31952,1
1450	33705,8	56119,2	43780,3	29464,2	35334,0	33270,5
1500	35036,8	58622,1	45705,7	30479,2	36740,3	34589,0
1550	36392,9	61141,8	47656,1	31494,2	38155,0	35924,1
1600	37749,0	63674,0	49640,0	32509,2	39573,9	37259,3
1650	39105,1	66210,4	51640,7	33524,2	41001,2	38602,9
1700	40473,8	68767,6	53662,3	34539,2	42422,6	39950,6
1750	41846,6	71325,1	55704,8	35554,2	43872,4	41310,9

1	2	3	4	5	6	7
1800	43227,8	73899,2	57772,5	36569,1	45316,4	42671,2
1850	44609,1	76481,6	59856,8	37584,1	46764,6	44039,8
1900	45998,6	79076,7	61962,1	38599,1	48221,1	45412,7
1950	47396,6	81680,0	64084,2	39614,1	49686,1	46789,7
2000	48794,6	84287,6	66223,0	40629,1	51155,2	48170,9
2050	50196,7	86907,7	68386,9	41644,1	52628,5	49514,5
2100	51607,2	89536,2	70563,3	42659,1	54110,1	50941,7
2150	53017,7	92173,1	72756,5	43674,0	55596,0	52335,5
2200	54432,4	94814,1	74958,1	44689,0	57086,0	53729,3
2250	55855,5	97463,6	77176,4	45704,0	58580,3	55131,4
2300	57278,6	100117	79403,1	46719,0	60082,9	56535,5
2350	58705,8	102779	81646,5	47734,0	61585,4	57939,9
2400	60133,1	105445	83898,3	48749,0	63100,6	59346,2
2450	61568,7	108116	86162,7	49763,9	64615,7	60756,7
2500	63004,3	110790	88435,4	50778,9	66135,1	62171,4
2550	64444,1	113469	90729,1	51793,9	67662,8	63586,1
2600	65879,8	116156	93031,1	52808,9	69194,7	65005,0
2650	67328,0	118851	95345,7	53823,9	70734,9	66423,9
2700	68776,1	121551	97668,6	54838,9	72279,4	67847,0
2750	70224,3	124255	100013	55853,9	73828,0	69270,0
2800	71676,7	126967	102344	56868,8	75380,9	70693,1
2850	73129,1	129679	104692	57883,8	76937,9	72120,3
2900	74585,6	132396	107048	58898,8	78499,1	73551,8
2950	76042,2	135112	109413	59913,8	80064,4	74983,2
3000	77511,3	137829	111782	60928,8	81629,8	76414,7

B I B L I O G R A F I E

1. Abăitancei D. ș.a. - MOTOARE PENTRU AUTOMOBILE SI TRACTOARE, vol. I și II, București, Editura Tehnică, 1978;
2. Alexandru C. - MASINI SI INSTALATII NAVALE DE PROPULSIE, București, Editura Tehnică, 1991;
3. Apostolescu N., Bătagă N. - MOTOARE CU ARDERE INTERNA, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1967;
4. Aramă C., Grünwald B. - MOTOARE CU ARDERE INTERNA - PROCESE SI CARACTERISTICI, București, Editura Tehnică, 1966;
5. Bărănescu G. - CALCULUL PROCESELOR DE ARDERE, București, Editura Academiei R.S.R., 1955;
6. Bobescu G. ș.a. - MOTOARE PENTRU AUTOMOBILE SI TRACTOARE - INDRUMAR DE PROIECTARE, Brașov, Litografia Universității, 1977;
7. Dragalina A., Viciu L. - PROGRAME DE CALCULATOR IN DOMENIUL MOTOARELOR DIESEL NAVALE, Constanța, Academia Navală "Mircea cel Bătrîn", 1990;
8. Dragalina A., Viciu L. - PROGRAME DE CALCULATOR PENTRU EFECTUAREA CALCULULUI TERMIC AL M.A.I., București, Simpozionul de comunicări Stiințifice al I.C.I.T.A., 1987;
9. Dumitru G. - MASINI SI INSTALATII NAVALE DE PROPULSIE, vol. I și II, Galați, Litografia Universității, 1979;
10. Grünwald B. - TEORIA, CALCULUL SI CONSTRUCTIA MOTOARELOR PENTRU AUTOVEHICULE RUTIERE, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1980;
11. Nicolae G., Cristoi C. - PROCESE TERMICE IN M.A.I., Constanța, Institutul de Marină "Mircea cel Bătrîn", 1979;
12. Raznjevič K. - TABELE SI DIAGrame TERMODINAMICE, București, Editura Tehnică, 1978;
13. Ștefănescu D. Grünwald B., Radcenco V. - BAZELE TERMODINAMICII, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1964;
14. Teraza D., Belei A., Minulescu S. - APLICATII SI PROBLEME DE MOTOARE TERMICE, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1981;
15. * * * - MOTOARE DIESEL, sub red. Vanseidt, Editura Tehnică, 1959;
16. * * * - STAT 5745 - MOTOARE CU ARDERE INTERNA - CLASIFICARE SI TERMINOLOGIE.