

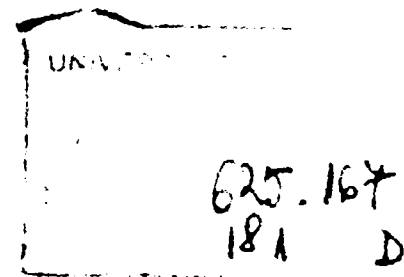
UNIVERSITATEA POLITEHNICĂ TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

ING. TEICĂ LIVIU DORU

**CONTRIBUȚII LA STUDIUL ȘI CERCETAREA INFLUENȚEI
FACTORILOR MEDIULUI EXTERIOR ASUPRA PUTERII
MOTOARELOR DIESEL SUPRAALIMENTATE**

TEZĂ DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC
PROF. DR. ING. NEGREA VIRGILIU DAN

1999

CUVINTE DE MULTUMIRE

Pe această cale țin să îmi exprim mulțumirile și recunoștința celor care ,într-un fel sau altul, m-au sprijinit în realizarea acestei lucrări.

Aduc un respectuos omagiu prof. dr. ing. Berindean Vasile pentru sfaturile competente în privința metodicii de cercetare și implicit în concepția și proiectarea instalației experimentale.

Ii mulțumesc domnului prof. dr. ing. Negrea Virgiliu-Dan , directorul Departamentului de Mașini Termice și Transporturi , pentru activitatea de îndrumare științifică și profesională , pentru ajutorul dat în activitatea de cercetare ,elaborarea și controlul științific al lucrării și nu în ultimul rând pentru generosul sprijin moral acordat.

Pentru sprijinul acordat în realizarea unor componente ale instalației experimentale, mulțumesc conducerii S.C., RELOC” S.A. Craiova , precum și colectivului atelierului”Măsurători termice” condus de ing.Neghină Dumitru din cadrul Centralei Termoelectrice Ișalnița.

De asemenea, mulțumesc tuturor colegilor și studenților care au participat la citirea și înregistrarea simultană a parametrilor funcționali nominalizati prin programul de cercetare.

In timpul elaborării tezei m-am bucurat de ajutorul și sugestiile colegilor de la Facultatea de Mecanică din Craiova.

Soției și fiicelor mele le mulțumesc pentru înțelegerea față de o serie de privatiuni impuse de activitatea de cercetare, de elaborare și redactare a acestei lucrări, pentru faptul că au fost alături de mine.

Teică Liviu-Doru

NOTATII PRINCIPALE

A_T	arie secțiunii la intrare în turbină a gazelor de ardere;
c	consum specific de combustibil;
Ch	consum orar de combustibil;
c_p	căldura specifică a aerului la presiune constantă;
e	ca indice, mărime efectivă;
F	forță;
H_i	puterea calorică a combustibilului;
L_{min}	aerul necesar arderii unui kg. de combustibil;
m_L, m_g	debitul masic al aerului , debitul masic al gazelor de ardere;
n	turația motorului;
n_{TS}, n_T	turația grupului turbosuflantă;
o	ca indice, se referă la condițiile de referință a parametrilor de stare atmosferici;
p, p_1	presiunea aerului atmosferic la aspirație în suflantă și după suflantă;
p_{g1}, p_{g2}	presiunea gazelor de ardere înainte și după turbină;
p_i, p_e	presiunea convențională medie indicată, presiunea convențională medie efectivă;
p_m	presiunea convențională medie efectivă corespunzătoare pierderilor mecanice;
p_z	presiunea maximă a gazelor de ardere;
P	puterea dezvoltată de motor;
R_a, R_g	constanta generală pentru aer, constanta generală pentru gaze arse;
t, t_1	temperatura aerului atmosferic în grade celsius înainte și după suflantă;
T, T_1	temperatura absolută a aerului înainte și după suflantă;
T_{g1}, T_{g2}	temperatura gazelor arse înainte și după turbină;
Δ	diferență;
π	raport de comprimare a aerului în suflantă;
ρ, ρ_1	densitatea aerului atmosferic înainte și după suflantă;
λ	coeficientul excesului de aer;
χ, χ_g	coeficientul adiabatic al aerului, coeficientul adiabatic al gazelor arse;
η_m	randamentul mecanic al motorului ;
η_{TS}	randamentul grupului turbosuflantă.

INTRODUCERE

Motoarele cu aprindere prin comprimare supraalimentate cu și fără răcire intermediară au cunoscut o dezvoltare foarte mare în țara noastră fiind necesare în transporturi feroviare și rutiere, în agricultura și extracția petrolului.

Prin supraalimentare se înțelege introducerea încălzirii proaspete în cilindru la presiuni mai mari decât cea ambiantă prin precomprimarea încălzirii proaspete înainte de intrarea în motor.

Supraalimentarea s-a aplicat pentru prima dată la motoarele de avion cu aprindere prin scanteie (m.a.s) pentru relacerea puterii, la 5000 m altitudine, puterea motorului scăzând la jumătate datorită diminuării densității aerului.

În cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare (m.a.c) supraalimentarea este benefică pentru procesul de aprindere și de ardere și datorită temperaturii mai ridicate a aerului a aerului comprimat. Din acest motiv în prezent se supraalimentează motoare și la puteri de 40 ... 50 kw. Dacă se pune condiția menținerii gabaritului unui motor și măririi puterii efective se recurge la precomprimarea încălzirii proaspete introduse în motor.

În concluzie, avantajele supraalimentării sunt:

- reducerea gabaritului motorului și a masei pe unitatea de putere;
- turbosupraalimentarea ce folosește surlanta antrenată de turbine cu gaze care prelucrează parțial energia conținută în gazele de eșapament, determină un randament efectiv și obținerea unei curbe a consumului specific efectiv de combustibil în funcție de turația motorului $\cdot c_e f(n)$, cu un minim mai puțin accentuat, ceea ce determină funcționarea economică la turație variabilă a motorului, turbina având totodată și servituți de amortizor de zgomot;
- se reduc noxele și costul pe unitatea de putere;
- se reduce dimensiunile radiatorului deoarece căldura evacuată pe unitatea de putere este mai redusă decât la motorul cu admisie normală.

Dezavantajul supraalimentării este determinat de solicitările termice ale motorului care cresc mai ales pentru supraalimentarea înaltă și foarte înaltă. Solicitățile termice sunt influențate de modificarea parametrilor de stare ai aerului aspirat.

Studiul și cercetarea modului de comportare a motoarelor cu aprindere prin comprimare supraalimentate cu turbosufflantă în diferite condiții ale parametrilor de stare atmosferice sunt în actualitate datorită următoarelor avantaje:

1. Oferă posibilitatea corectării caracteristicilor motoarelor diesel supraalimentate încă din faza de concepție cum sunt:

- stabilirea caracteristicilor unui motor supraalimentat în faza de proiect;
- stabilirea caracteristicilor unui motor Diesel existent care urmează să fie supraalimentat;
- stabilirea caracteristicilor unui motor supraalimentat existent prin îmbunătățirea performanțelor grupului de supraalimentare (F.S.A) sau ale motorului.

2. Tararea motoarelor Diesel supraalimentate cu turbosulfantă.

3. Stabilește regimurile nominale și intermediare pentru diferite condiții ale parametrilor de stare atmosferice astfel încât motorul să fie supus unor comenzi și reglaje corecte pentru a evita uzuri rapide sau avarii grave, ca de exemplu funcționarea motorului cu amestecuri de combustibil foarte bogate datorită injecției de combustibil în cantitate mai mare în raport cu cantitatea de aer oferită de condițiile de mediu de presiune scăzută și temperatura ridicată.

Lucrarea de față, și-a propus să contribuie la cunoașterea influenței parametrilor de stare atmosferice asupra performanțelor motoarelor Diesel supraalimentate.

Deosebit de importantă este posibilitatea oferită de cercetările realizate prin lucrare ca producătorul să demonstreze și beneficiarul să se convingă că, în condiții de funcționare diferite de cele ale standului de probă din uzină (de exemplu motorul echipează un vehicul greu care circula frecvent la o altitudine de 3000-4000 m), motorul achiziționat are performanțe tehnice conform caietului de sarcini.

În capitolul 2 al lucrării s-a prezentat stadiul actual al cercetărilor privind determinarea puterii efective și a economicității motoarelor Diesel supraalimentate în condițiile modificării parametrilor de stare atmosferice la aspirație în sulfantă. Informațiile se referă la date oferite de literatura de specialitate și de firmele producătoare de motoare atât din străinătate cât și din țară.

În continuare se prezintă instalațiile experimentale cele mai semnificative, utilizate la evaluarea performanțelor motoarelor Diesel funcționând în condiții variabile ale parametrilor de stare ai aerului atmosferic diferite de cele de referință (standard sau cele de stand).

La aceste instalații s-au scos în evidență soluțiile constructive privind atât realizarea cât și dotarea cu aparatură de măsură și dispozitive de reglare a parametrilor de stare ai mediului ambiant.

Metodologia de calcul a coeficientului de corectare a puterii efective pentru motoare Diesel supraalimentate încercate în condițiile precizate mai sus, utilizată de întreprinderile constructoare de motoare din țara noastră și din străinătate completează acest capitol.

Metodica de cercetare, instalația experimentală și programul de încercări experimentale folosite de autor sunt prezentate în capitolul 3.

În continuare, în capitolul 4 se prezintă și se analizează rezultatele experimentale determinate de modificarea parametrilor de stare ai aerului aspirat de suflanta.

În capitolul 5 se prezintă relații de corecție ale puterii și consumului de combustibil ai motoarelor cu aprindere prin comprimare cu grup de turbosupraalimentare în condiții variabile ale parametrilor de stare atmosferici, relații determinate în premieră de autor sub forma unor funcții valabile pentru o anumită grupă de motoare cu ardere internă. În continuare se face o interpretare critică a veridicității relațiilor consacrate în comparație cu relațiile determinate de autor.

În capitolul 6, sunt expuși parametrii grupului turbosuflantă în regimul optim de funcționare a motorului și turbosuflantei, condițiile funcționării în comun a motorului cu grupul de supraalimentare precum și stabilirea nivelului de performanță a grupului motor cu aprindere prin comprimare- turbosuflanta în condițiile modificării parametrilor de stare atmosferici folosind caracteristicile universale ale turbinei și suflantei.

În continuare se determină punctele de funcționare în comun a motorului cu aprindere prin comprimare cu grupul turbosuflanta, pentru condiții diferite ale parametrilor de stare atmosferici utilizând diagrama în patru cadrane realizată de Gustav Winkler și programul de calcul DYN4.

Deosebit de importantă este prezentarea grafică a abaterii valorilor parametrilor de funcționare a grupului MAI cu grupul ISA în condiții variabile ale parametrilor de stare atmosferici determinați pe bază de măsurători, în comparație cu valorile determinate folosind funcțiile de corecție stabilite de autor și în comparație cu valorile determinate folosind programul de calcul DYN4. Erorile de calcul determinate sunt în jur de 5%, ceea ce este tehnic și încă acceptabil.

Lucrarea de față, care în ultimul capitol prezintă și opiniile personale, dorește să contribuie la cunoașterea fenomenelor care au loc și a factorilor care influențează funcționarea motoarelor în condiții de deplină siguranță.

Finalul lucrării sintetizează rezultatele cercetărilor efectuate și prezentate, deschizându-se alte direcții de continuare a cercetărilor și de investigație în acest domeniu.

S-a scos în evidență, rolul calculatorului în simularea fenomenelor ce au loc în cazul funcționării grupului motor-turbosuflantă la modificarea parametrilor de stare atmosferici.

În concluzie, rezultatele cercetărilor au o utilitate practică importantă, aspect reliefat și printr-o serie de lucrări științifice publicate în paralel cu elaborarea tezei.

Faptul că pe plan local, în județul Dolj, sunt întreprinderi care execută reparații capitale a motoarelor supraalimentate cu turbosuflantă (SC C.I.T. SA Craiova, SC RELOC SA Craiova) și nu de puține ori am participat la discuții între executant și beneficiar despre corecția de putere și economicitate privind consumul de combustibil în funcție de modificarea parametrilor de stare atmosferici, m-a determinat să mă ocup de o asemenea cercetare.

STUDIUL ACTUAL AL CERCETARILOR PRIVIND DETERMINAREA PUTERII EFECTIVE A MOTOARELOR DIESEL SUPRALIMENTATE IN CONDITIILE MODIFICARII PARAMETRILOR DE STARE LA INTRARE IN SUFLANTA

2.1. CERCETARI PRIVIND POSIBILITATILE DE CORECTARE A CARACTERISTICILOR MOTOARELOR DIESEL SUPRAALIMENTATE FUNCTIONAND IN CONDITII VARIABLE ALE PARAMETRILOR DE STARE PENTRU MEDIUL AMBIANT.

Corectarea din punct de vedere teoretic a caracteristicilor motoarelor cu ardere internă în funcție de factorii de stare atmosferici prezintă interes pentru că ele oferă explicații clare privind modurile de comportare și interdependența complexă a mărimilor care apar în timpul funcționării motoarelor, permit stabilirea legăturilor dintre procesele gazo-termodinamice și mecanice care se desfășoară în motor.

De asemenea, este necesar, date fiind caracteristicile standard, să se poată stabili prin calcul valorile realizabile în condiții atmosferice oarecare.

Pentru satisfacerea acestor cerințe s-au elaborat norme internaționale, așa-numitele relații de corecție pentru corectarea principalilor indici tehnico-economici ai motoarelor, puterea și consumul specific de combustibil.

În România, pentru că nu s-a standardizat o relație de calcul, întreprinderile furnizoare de motoare Diesel supraalimentate folosesc relații de corecție prescrise de licența acestor motoare.

Printre primele cercetări teoretice privind corectarea caracteristicilor a fost și lucrarea [12] elaborată de K. Zinner în anul 1959, în care autorul prezintă următoarea relație de calcul a corecției puterii efective, P_e , și a consumului specific efectiv, c_e , al motoarelor Diesel supraalimentate fără răcirea aerului:

$$P_e = P_{e_0} \left[1 - \frac{\left(\frac{p}{p_0}\right)^m \left(\frac{T_0}{T}\right)^n}{\eta_{m_0}} \right] (1 - \alpha) \quad (2.1)$$

$$c_e = c_{e_0} \left(\frac{p}{p_0} \right)^m \left(\frac{T_0}{T} \right)^n \frac{P_{e_0}}{P_e} \quad (2.2)$$

in care:

$\alpha = 0,006...0,007$ - este un factor care ține cont de pierderile mecanice în funcție de modificarea parametrilor de stare atmosferici

η_m – randament mecanic

c_e – consum specific de combustibil

P_e - puterea efectivă

p, p_0 - presiunea parțială a aerului la aspirație în condiții oarecare și standard

T – temperatura absolută a aerului la aspirație

“o” – indice care se referă la parametri de stare atmosferici de referință.

Coeficienții m și n sunt exponenți și se deduc experimental. Acești exponenți depind de gradul de fum (G.F.), încărcarea termică a pistonului (Q_p), temperatura gazelor la evacuare din cilindri (t_{gl}), turația grupului turbosufanta (n_T) și de cantitatea orară de combustibil injectată (C_h).

Se menține constant unul din parametri de stare ce determină condițiile mediului exterior și se dau sub formă tabelară (tab 2.1 și 2.2), sensul de modificare a parametrilor nominalizați mai sus și valoarea exponenților m și n .

Tabelul 2.1

Valoarea exponentului “m” în funcție de modificarea presiunii exterioare		
Parametrul limită ținut constant	Exponent presiune	Comportarea altor parametri pentru altitudinea în creștere
1. Gradul de fum (G.F)	$m=1$	Q_p, n_T, t_{gl} – scad
2. Încărcarea termică a pistonului (Q_p)	$m=0,15$	G.F. – crește n_T – crește cu circa 6% la fiecare 1000 m t_{gl} - crește cu circa 30° C la fiecare 1000 m
3. Turația turbinei (n_T)	$m=0,7$	G.F. -- crește
4. Temperatura gazelor la evacuare din cilindri (t_{gl})		Q_p – scade n_T și t_{gl} – rămân ct.
5. Aceeași cantitate de combustibil injectată (C_h)	$m=0,1...0,2$	G.F., n_T și t_{gl} -- cresc

Tabelul 2.2

Valoarea exponentului "n" în funcție de modificarea temperaturii exterioare		
Parametrul limită ținut constant	Exponent temperatură	Comportarea altor parametri pentru temperatura de aspirație în creștere
1. Gradul de fum (G.F)	$n=0,7$	Q_p și t_{g1} – cresc n_T – scade
2. Încărcarea termică a pistonului (Q_p)	$n=1$	G.F. și n_T – scad t_{g1} – crește
3. Turația turbinei (n_T)	$n=0,5$	G.F. – crește ușor Q_p – crește ușor t_{g1} – crește cu circa 20°C pentru 10°C a temperaturii aerului la aspirație
4. Temperatura gazelor la evacuare din cilindrii (t_{g1})	$n=1,5$	G.F., Q_p și n_T – scad
5. Aceeași cantitate de combustibil injectată (C_h)	$n=0,3...0,6$	G.F., Q_p și t_{g1} – cresc

Autorul consideră că nu este posibil să se indice o formulă de corecție universal valabilă pentru toate tipurile de motoare.

În anul 1960, K. Halupka, în lucrarea [13] face cunoscut un procedeu nou pentru determinarea parametrilor de funcționare ai motorului supraalimentat în 4 timpi, fără răcirea aerului de supraalimentare, cu altitudinea. Metoda de calcul consta în aprofundarea și dezvoltarea metodei preconizată de K. Zinner [12], utilizând aceleași relații pentru corectarea puterii efective (2.1) și consumului specific efectiv (2.2) cu altitudinea.

Factorul de proporționalitate α este reprezentat grafic (vezi fig. 2.1) fiind determinat pentru mai multe tipuri de motoare.

Pentru determinarea exponentului m , care este reprezentat grafic în fig. 2.2, se ia în considerare ca limită de funcționare numai încărcarea pistonului Q_p și gradul de fum G.F., justificând că turația suflantei și temperatura gazelor arse înainte de turbină au o rezervă de creștere mare.

Celui de al doilea exponent, n , i se poate da valoarea $n = 0,8$ astfel ca expresia $(T_0/T)^n \cong 1$.

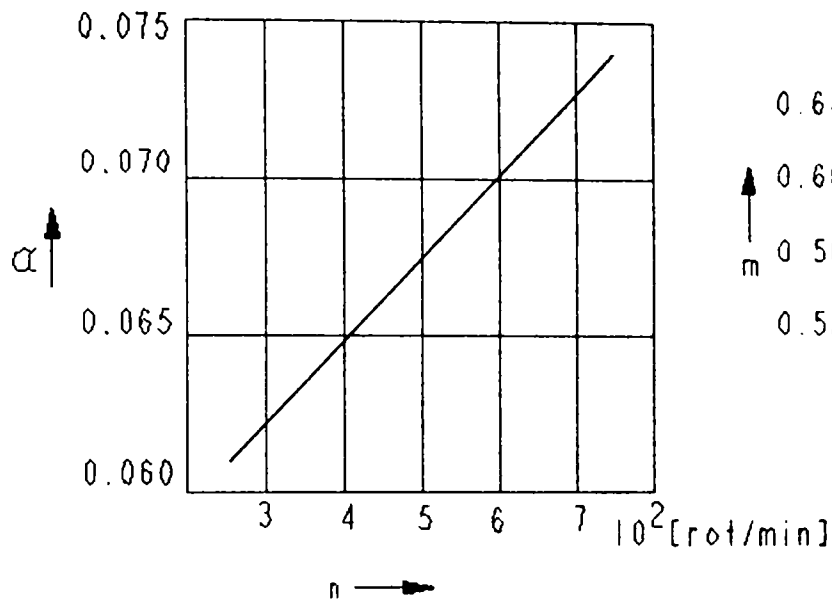


Fig. 2.1

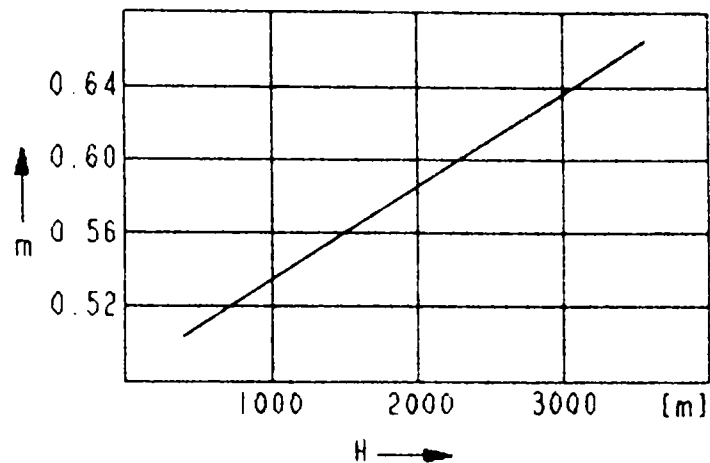


Fig. 2.2

În continuare autorul prezintă metoda de calcul a temperaturii t_{g1} și presiunii p_{g1} a gazelor arse înainte de turbină, presiunea aerului p_1 după suflantă, turația grupului turbosuflantă, n_T , și coeficientul de exces de aer, λ , cu altitudinea, fiind completată cu un exemplu numeric.

Autorul demonstrează că pierderea de putere a motorului supraalimentat cu turbosuflantă cu creșterea altitudinii depinde de starea de încărcare, atâta timp cât turbosuflanta reacționează prin creșterea turației odată cu creșterea altitudinii.

Mai târziu cu un an, în anul 1961, Soren Hansen [14] indică o metoda de calcul a puterii și consumului specific de combustibil pe standul de probă al firmei producătoare (corespunzătoare parametrilor de stare atmosferici din stand și nu de referință) cunoscând destinația acestora (parametrii de stare atmosferici de lucru) ceruta de cumpărător, aceste valori urmând a se specifica în contracte. Cazul prezentat de autor se referă la motoarele nesupraalimentate sau supraalimentate cu ventilator acționat mecanic de către motor.

Pentru citirea operativă a datelor cu privire la funcționarea motorului, autorul prezintă o diagramă ce se construiește pentru tipul de motor respectiv.

În anul 1962, C. Arama [11] consideră că pentru a efectua corectarea caracteristicilor motoarelor supraalimentate cu turbina este necesar să se stabilească factorul care limitează puterea astfel încât cunoașterea conturului limită folosit la tararea motorului considerat este obligatorie.

Din fig. 2.3 se observa ca pentru motorul supraalimentat cu turbina limitarile puterii efective pot aparea prin valorile urmatoarelor marimi: gradul de fum G.F. (1); temperatura gazelor arse la evacuare din cilindrii t_{ge} (2); turatia turbinei n_T (3); incarcarea termica a pistonului Q_p (4); presiunea maxima a gazelor de ardere din cilindru p_7 (5).

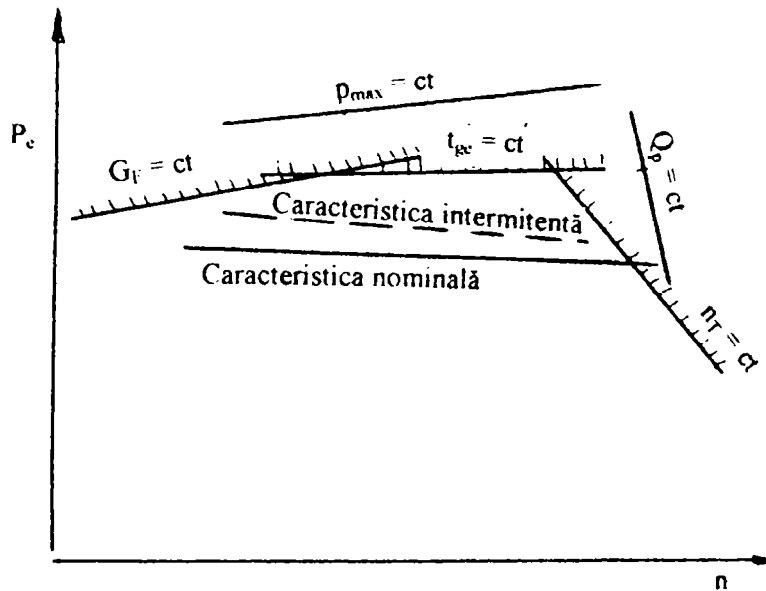


Fig. 2.3 Exemplu de contur limita

Astfel, dacă se impune ca gradul de fum G.F. să fie neschimbat la variația parametrilor de stare atmosferici, autorul folosește următoarea relație:

$$P_{e0} = P_e \left\{ 1 + \left[\left(\frac{p_1}{p} \right)^x \left(\frac{T}{T_1} \right)^m - 1 \right] \frac{1}{\eta_m} \right\} \quad (2.3)$$

$$c_{e0} = \frac{c_e}{\eta_m - \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right) \left(\frac{p}{p_1} \right)^x \left(\frac{T_1}{T} \right)^m} \quad (2.4)$$

în care: "1"- indice care se referă la parametrii de stare ai aerului după suflantă

x, m – coeficienți stabiliți experimental: $x = 1$; $m = 0.7$.

Aceleași relații autorul le recomandă dacă se impune ca temperatura gazelor la evacuare să fie constantă (se admite $x = 0,7$, $m = 1,5$), turația suflantei constantă (se admite $x = 0,7$, $m = 0,5$) și încărcare termică a pistoanelor constantă (se admite $x = 0,1...0,2$, $m = 1$).

Daca se face corectarea la consum orar constant de combustibil, autorul C. Arama [11] propune relatia:

$$P_{e_0} = P_e \frac{1 + d_0 \left(\frac{p_0}{p}\right)^x \left(\frac{T}{T_0}\right)^m}{1 + d_0} \left[\frac{1}{\eta_m} - \left(\frac{1}{\eta_m} - 1\right) \left(\frac{p}{p_0}\right)^n \left(\frac{T_0}{T}\right)^m \right] \quad (2.5)$$

$$c_{e_0} = c_e \frac{1 + d_0}{1 + d_0 \left(\frac{p_0}{p}\right)^x \left(\frac{T}{T_0}\right)^m} \cdot \frac{1}{\frac{1}{\eta_m} - \left(\frac{1}{\eta_m} - 1\right) \left(\frac{p}{p_0}\right)^x \left(\frac{T_0}{T}\right)^m} \quad (2.6)$$

unde: d_0 = dozajul de combustibil (raportul dintre masa combustibilului și masa aerului la parametrii de stare de referință);

x și m – coeficienți stabiliți experimental: $x = 0,15$, $m = 0,4...0,5$.

În teza de doctorat [15], prezentată în 1965, Kurt Restin afirmă că mărimile de influență asupra comportării motorului Diesel supraalimentat sunt foarte numeroase și considera că se pot face afirmații comparabile numai dacă se cunosc exact toți parametrii și dependența lor.

Autorul pune în discuție formula de calcul stabilită teoretic de F.A.F. Smidt apreciind că la motoarele Diesel cu supraalimentare prin turbosuflantă limite de putere sunt: gradul de fum (G.F.), încărcarea termică a pistonului (Q_p), turația turbinei (n_T) precum și presiunea maximă de ardere (p_z). Limitele de putere mai importante la modificarea parametrilor de stare atmosferici depind de modul de construcție al motorului și turbosuflantei și de influențarea lor reciprocă.

Formula de calcul preconizată de F.A.F. Smidt pentru posibilitatea de reglaj, menținerea constantă a coeficientului excesului de aer, a fost prezentată de K. Restin sub forma:

$$P_e = P_{e_0} \left[k + b(k - 1) \left(\frac{1}{\eta_{m_0}} - 1 \right) \right] \quad (2.7)$$

unde: $k = (p/p_0)^\alpha \cdot (T_0/T)^\beta$

- α și β sunt niște exponenți ale caror valori au fost stabilite de autor pe cale experimentală în funcție de limitele de putere (tab 2.3).

Tabelul 2.3

Limita de putere	Exponent presiune α	Exponent temperatură β
1. Presiunea maximă de ardere p_2	1	0,7
2. Încărcarea termică a pistonului Q_p	0,15	1
3. Turația turbinei n_T	0,7	0,5
4. Temperatura gazelor arse t_g	0,7	1,5
5. Gradul de fum G.F.	0,1 – 0,2	0,3 – 0,6

$$b = P_m / P_{m0}$$

- P_m – puterea consumată prin frecare când parametrii de stare ai mediului ambiant sunt diferiți de cei de referință;

- P_{m0} – puterea consumată prin frecare când parametrii de stare ai mediului ambiant sunt cei de referință;

Cercetarea comportării cu altitudinea pentru următoarele prescripții de reglaj: debit constant de combustibil, temperatură constantă a gazelor înainte de turbină, coeficient al excesului de aer constant și încărcare termică constantă, a permis să se determine cu exactitate mărimile de influență asupra puterii indicate.

$$\text{Astfel, } \frac{P_i}{P_{i0}} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{L0}} \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda} \cdot \frac{c_{i0}}{c_i} = \frac{P_1}{P_{10}} \left(\frac{T_{10}}{T_1} \right)^n \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda} \cdot \frac{c_{i0}}{c_i} \quad (2.8)$$

Puterea indicată P_i depinde de masa aerului aspirată în cilindru în unitatea de timp \dot{m}_L , de coeficientul excesului de aer λ și de calitatea procesului de ardere a combustibilului.

S-a exprimat fiecare raport al parametrilor de influență printr-o lege exponențială în funcție de parametrii de stare atmosferici, presiunea și temperatura aerului la aspirație în suflantă și s-au obținut rezultatele:

$$\frac{p_1}{p_{10}} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{x_1} \cdot \left(\frac{T_0}{T} \right)^{y_1}$$

$$\frac{T_{10}}{T} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{x_2} \cdot \left(\frac{T_0}{T} \right)^{y_2}$$

$$\frac{\lambda_0}{\lambda} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{x_3} \cdot \left(\frac{T_0}{T} \right)^{y_3}$$

$$\frac{c_{i0}}{c_i} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{x_4} \cdot \left(\frac{T_0}{T} \right)^{y_4}$$

Inlocuind se obtine:
$$\frac{P_i}{P_{i0}} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^\alpha \cdot \left(\frac{T_0}{T} \right)^\beta \quad (2.9)$$

$$\alpha = x_1 + n \cdot x_2 + x_3 + x_4$$

$$\beta = y_1 + n \cdot y_2 + y_3 + y_4$$

Exponentii x și y ai rapoartelor parametrilor de stare p și T au fost determinați prin trasarea logaritmică ca exponenți medii ai domeniilor de presiune și temperatură.

În lucrarea [16] din anul 1966, Josef Reisacher recomandă un procedeu de calcul prin care se poate calcula aproximativ comportarea în funcționare a motoarelor Diesel în 4 timpi supraalimentate în condiții atmosferice variabile. În acest sens prezintă o schemă de calcul (fig.2.4).

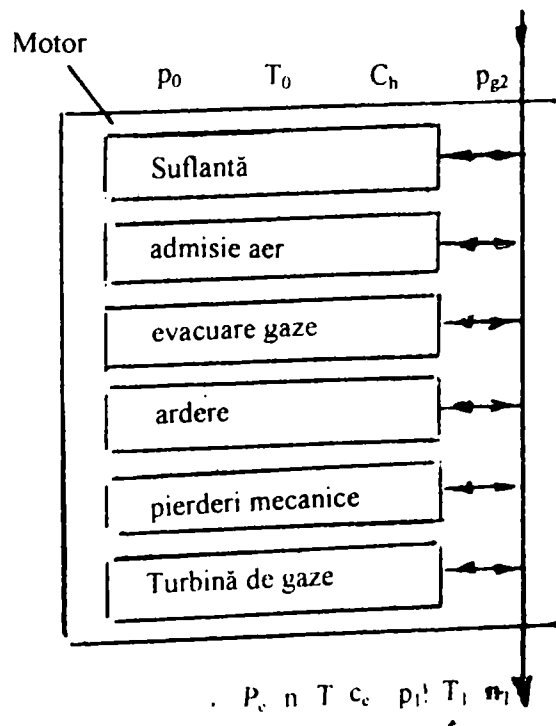


Fig. 2.4. Schiță explicativă pentru procedeu de calcul

Mărimile care influențează din exterior funcționarea motorului sunt: mărimile de stare atmosferice p , t , presiunea gazelor după turbina p_{g2} și cantitatea de combustibil introdusă m_c . Sistemele de funcționare proprii motorului sunt: suflanta, admisia aerului, evacuarea gazelor, ardere, pierderi mecanice și turbina de gaze. Caracteristicile sistemelor proprii, conlucrarea între ele și mărimile de influență externe determină caracteristicile motorului, respectiv câmpurile de caracteristici ale motorului. Valorile măsurate pe standul de probă sunt: P_e , n , p_1 , T_1 , C_h , p_{g2} , T_{g2} , p_z , n_T etc.

În teza de doctorat descrie și fundamentează teoretic conlucrarea dintre sistemele proprii, o parte prin relații și cealaltă parte prin familii de curbe. Cu aceste relații și familii de curbe pot fi calculate modificările caracteristicilor sistemelor proprii cu ajutorul valorilor măsurate pe standul de probă. Deci, prin caracteristicile motorului se înțelege totalitatea caracteristicilor fiecărui sistem de funcționare al motorului. Procedul de calcul se bazează pe simplul fapt că inversând modul de calcul se pot compune caracteristicile motorului utilizând relațiile și familiile de curbe ce exprimă conlucrarea dintre sistemele proprii și mărimile de influență externă.

Dacă se modifică parametrii de funcționare a unui sistem propriu, atunci se poate calcula cu valorile măsurate pe standul de probă tot câmpul de caracteristici al motorului astfel modificat, pentru că restul de caracteristici rămân neatinse în prima aproximație de această modificare. Ca atare se poate modifica oricum atât orice sistem propriu cât și fiecare mărime de influență exterioară.

Autorul arată că din afirmația de mai sus (însoțită de un exemplu) rezultă patru posibilități principale de utilizare a procedului de calcul care a fost practicat cu succes cam din anul 1960 la firma Daimler-Benz A.G. din Stuttgart-Untertürkheim:

- a) Calculul prealabil al câmpurilor de caracteristici ale motorului la modificarea unuia sau mai multor sisteme proprii.
- b) Determinarea caracteristicilor optime a sistemelor proprii necesare obținerii caracteristicilor cerute ale motorului.
- c) Calculul prealabil al caracteristicilor motorului modificând parametrii de stare ai mediului ambiant, eventual cu modificarea simultană a sistemelor proprii.
- d) Prelucrarea generală a experiențelor.

În lucrare se arată că acest mod de tratare prezintă și avantajul că permite o înțelegere mai bună a conlucrării între sistemele proprii motorului. Autorul consideră că este bine să se analizeze împărțirea caracteristicilor motorului prin curbe de caracteristici ale fiecărui sistem component și invers, să se modifice curbele caracteristice ale motorului în raport cu curbele caracteristice modificate ale sistemelor componente.

Autorul scoate in evidenta ca precizia de calcul ce se atinge prin acest procedeu este suficienta pentru industrie si ca procedeu de calcul este usor utilizabil datorita simplitatii lui. In continuare este explicat procedeu de calcul luind ca exemplu calculul puterii cu altitudinea. In incheierea lucrarii se dovedeste prin calcul ca influenta este neglijabila asupra rezultatelor finale daca o marime a fost masurata fals pe standul de proba sau a fost estimata gresit o influenta.

In anul 1967, Schmidt F.A.F in lucrarile [3] si [8] precizeza ca, calculul exact privind comportarea agregatului motor-turbina-suflanta este ingreunat de faptul ca turatia turbosuflantei nu este cunoscuta in prealabil, fiind dependenta de interactiunea agregatelor motor-turbina-suflanta. In majoritatea cazurilor nu se cunoaste nici in ce puncte de lucru ale caracteristicilor suflantei si turbinei se lucreaza in respectivul regim, asa incit exista o incertitudine considerabila in ceea ce priveste bilantul energetic al turbosuflantei. Pentru a ajunge la o formula universal valabila se considera ca este oportuna stabilirea structurii de baza a formulei apelind la principiile termodinamice aplicate pentru interactiunea agregatelor motor si turbosuflanta.

Autorul are in vedere urmatoarele ipoteze:

- eliminarea in intregime a gazelor reziduale din spatiul mort in cazul motoarelor supraalimentate (coeficientul comprimarii gazelor reziduale se aproximeaza cu cifra 1)
- lucrul mecanic de schimbare a gazului se considera constant

Cunoscind relatia de calcul a puterii indicate a motorului pentru conditiile atmosferice arbitrare(2.10) si de referinta (2.11)

$$P_i = \frac{\dot{m}_L}{\lambda \cdot L} \cdot H_i \eta_i \eta_d \quad (2.10)$$

$$P_{i_0} = \frac{\dot{m}_{L_0}}{\lambda_0 L} \cdot H_i \eta_{i_0} \eta_{d_0} \quad (2.11)$$

Facind raportul lor se obtine:

$$\frac{P_i}{P_{i_0}} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{L_0}} \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_{i_0}} \cdot \frac{\eta_d}{\eta_{d_0}} \quad (2.12)$$

Se inlocuiesc rapoartele $\frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{L_0}}$, $\frac{\eta_d}{\eta_{d_0}}$ cu relatii echivalente si se obtine:

$$\frac{P_i}{P_{i0}} = \frac{P_1}{P_{10}} \left(\frac{T_{10}}{T_1} \right)^n \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_{i0}} \cdot \frac{c-d \frac{1}{\lambda}}{c-d \frac{1}{\lambda_0}} \quad (2.13)$$

unde:

- H_i – puterea calorica inferioara a combustibilului
- η_i – randamentul indicat al motorului
- η_d – grad de calitate
- L – cantitatea teoretică de aer necesară arderii unui kilogram de combustibil
- p_1 si T_1 sunt presiunea, respectiv temperatura aerului dupa suflanta, iar c, d si n sunt coeficienti ce se determina în funcție de raportul presiunilor maxime.

Autorul arata ca o tratare unitara de exprimare a relatiei (2.11), respectiv a raporturilor necunoscute p/p_1 , λ_0/λ si η_i/η_{i0} este foarte complicata datorita numeroaselor formule suplimentare corespunzatoare posibilitatilor de reglaj. De aceea este mai oportun sa se faca o tratare separata pe baza de formule pentru diferite metode de reglaj.

a) pentru posibilitatea de reglaj *MENTINEREA TEMPERATURII CONSTANTE A GAZELOR DE EVACUARE DIN FAȚA TURBINEI*, stabilirea raporturilor din relatia [2.10] se determina folosind doua ecuații de bilanț si anume:

- debitul gazelor de evacuare m_g sa fie egal cu debitul aerului aspirat m_L la care se adauga debitul combustibilului injectat C_h
- puterea cerută de suflantă sa fie acoperita de puterea turbinei (se admit constante pentru orice regim de functionare randamentul turbinei si al suflantei precum si coeficientul politropic in timpul procesului de comprimare a aerului în suflantă)

Tinând cont de simpficarile facute autorul stabileste urmatoarea relatie pentru p_1/p_{10} din relatia (2.13):

$$\frac{P_1}{P_{1,0}} = \frac{P}{P_0} \cdot D_1 \quad (2.14)$$

unde: $D_1 = f_1(\epsilon, T, n, \eta_T, \eta_S, T_{g2}, T_0, \text{date constructive ale motorului etc.})$.

Raportul λ_0/λ il exprima empiric astfel:

$$\frac{\lambda_0}{\lambda} = \left(\frac{P_0}{P} \right)^\alpha \cdot \left(\frac{T}{T_0} \right)^\beta, \text{ in care } \alpha = 0,2; \beta = 0,4 \quad (2.15)$$

Raportul $\eta_i/\eta_{i0} \approx \text{ct}$ si $T_{10}/T_1 \cong 1$ pentru aceasta posibilitate de reglaj.

Inlocuind expresiile gasite conform relatiilor (2.14) si (2.15) in relatia (2.13) se obține:

$$\frac{P_i}{P_{i0}} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\alpha-1} \cdot D_1 \left(\frac{T}{T_0}\right)^\beta \cdot \frac{c-d \frac{1}{\lambda}}{c-d \frac{1}{\lambda_0}} \cong D_1 \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\alpha-1} \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^\beta \quad (2.16)$$

Puterea efectivă calculată cu relația:

$$P_e = \frac{P_{e0}}{\eta_{m0}} \left\{ \frac{P_i}{P_{i0}} - (1 - \eta_{m0}) \left[(1 - b) \frac{P}{P_0} D_1 + b \right] \right\} \quad (2.17)$$

ne permite recalcularea raportului consumului specific de combustibil:

$$\frac{c_e}{c_{e0}} = \frac{P_{e0}}{P_e} \cdot D_1 \cdot \left(\frac{P_0}{P}\right)^{\alpha-1} \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^\beta \quad (2.18)$$

b) pentru posibilitatea de reglaj *MENTINEREA CONSTANTĂ A COEFICIENTULUI EXCESULUI DE AER*, autorul, ca și în cazul precedent, consideră că sunt valabile aceleași ecuații de bilanț.

În acest caz, autorul exprimă raportul T_g/T_{g0} prin următoarea relație empirică:

$$\frac{T_g}{T_{g0}} = \left(\frac{P}{P_0}\right)^\chi \left(\frac{T_0}{T}\right)^\delta \quad (2.19)$$

exponentii γ și δ au valorile: $\gamma \cong 0,19$ și $\delta \cong 0,17$

deci

$$\frac{P_1}{P_{10}} = \frac{P}{P_0} \cdot D_2 \quad (2.20)$$

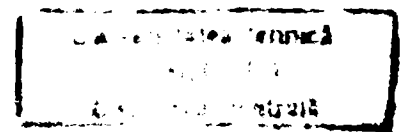
unde: $D_2 = f_2(\varepsilon, T, T_0, T_{g1}, n, \eta_T, \eta_S, T_{g2} \text{ etc.})$

$$\frac{T_1}{T_{10}} = \frac{T}{T_0} \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right)^{\frac{n-1}{n}} \cdot \left(\frac{P_1}{P_{10}}\right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.21)$$

n – coeficientul politropic în timpul procesului de comprimare a cărui valoare se poate determina aproximativ prin măsurători.

Presupunând din nou un grad de calitate constant $\eta_d/\eta_{d0} = \text{ct}$, raportul puterilor indicate ale motorului corespunzător parametrilor de stare ai aerului aleși, devine:

$$\frac{P_i}{P_{i0}} = \frac{P}{P_0} \cdot D_2^{\frac{1}{n}} \cdot \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.22)$$



- c) rezolvarea teoretică a posibilității de reglaj *ALIMENTAREA CONSTANTĂ CU COMBUSTIBIL A MOTORULUI* este mai complicată pentru că puterea indicată a motorului este proporțională cu randamentul indicat al motorului.

În acest caz prin menținerea constantă a cantității de combustibil introdusă, C_h , în motor se modifică într-o măsură considerabilă coeficientul excesului de aer λ în funcție de parametrii de stare ai aerului atmosferic.

Deci, știind că:

$$\frac{\lambda}{\lambda_0} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{L_0}}$$

Relatia (2.12) devine:

$$\frac{P_i}{P_{i0}} = \frac{\lambda}{\lambda_0} \cdot \frac{\lambda_0}{\lambda} \cdot \frac{\eta_i}{\eta_{i0}} \cdot \frac{\eta_d}{\eta_{d0}} = \frac{\eta_i}{\eta_{i0}} \cdot \frac{\eta_d}{\eta_{d0}} \quad (2.23)$$

Factorul η_d/η_{d0} ce exprimă gradul de calitate este exprimat de autor în lucrarea [3] printr-o expresie empirică de forma:

$$\frac{\eta_d}{\eta_{d0}} = \left(\frac{P}{P_0} \right)^\xi \cdot \left(\frac{T_0}{T} \right)^\vartheta, \quad \xi \cong 0,026; \vartheta \cong 0,096 \quad (2.24)$$

Pentru utilizarea practică, autorul Schmidt F.A.F consideră că este necesar să se reprezinte relațiile (2.11), (2.20) și (2.23) corespunzătoare posibilității de reglaj menționate într-o formă simplificată utilizând și curbele caracteristice ale agregatului turbosuflantă.

2.2 INSTALAȚII EXPERIMENTALE UTILIZATE LA EVALUAREA PERFORMANTELOR MOTOARELOR DIESEL SUPRAALIMENTATE FUNCȚIONÂND ÎN CONDIȚII VARIABILE ALE PARAMETRILOR DE STARE AI AERULUI ATMOSFERIC DIFERITE DE CELE STANDARD

Pentru a realiza încercarea motoarelor Diesel supraalimentate în condiții variabile ale parametrilor de stare ai mediului ambiant este necesar ca instalațiile experimentale să fie prevăzute cu instalații de climatizare pentru modificarea după dorință a parametrilor de stare: temperatură, presiune și umiditate.

Pentru a anticipa modificările de putere pentru anumite condiții atmosferice variabile se recomandă mai multe formule, de exemplu : recomandarea CIMAC 1971, standardul britanic BSS 649-58, norma DIN6270 (standard Germania), standardul TGL 8346 ,și altele.

Practica a arătat însă că nu în toate cazurile formulele dau rezultate suficient de exacte, necesare la reglajul puterii motoarelor în condiții de siguranță suficientă .

Din acest motiv sunt necesare încercări ale motoarelor pe standul de probă cu instalații de climatizare pentru a cerceta comportarea în exploatare a motoarelor Diesel supraalimentate în funcție de condițiile atmosferice în scopul de a face precizări asupra regimurilor limita de funcționare, asupra puterii și consumului de combustibil.

Metodele de experimentare folosite la stabilirea caracteristicilor în condiții atmosferice variabile sunt:

a) se mențin constante presiunea barometrică și umiditatea aerului și se determină influența temperaturii aerului aspirat asupra parametrilor motorului;

b) se mențin constante temperatura și umiditatea și se determină influența presiunii barometrice a aerului asupra parametrilor motorului. Realizarea practică a acestei metode este mai greu de finalizat;

c) se mențin constante temperatura și presiunea aerului și se determină influența umidității aerului asupra parametrilor motorului;

d) se mențin constante parametrii de stare atmosferici și se urmărește influența temperaturii apei de răcire din răcitorul intermediar al aerului de supraalimentare asupra parametrilor de funcționare ai motorului.

În final se analizează rezultatele experimentale din punct de vedere termodinamic, urmând ca acestea să constituie baza de plecare pentru stabilirea unui sistem de formule bazate pe considerații teoretice cu ajutorul cărora să fie posibilă determinarea prin calcule a modificării

puterii și a consumului specific de combustibil la modificarea parametrilor de stare ai aerului atmosferic.

În lucrarea [18] W. Kniestedt prezintă următoarea schemă (fig. 2.5) a unei instalații de cercetare cu posibilități de modificare a temperaturii aerului aspirat de suflanta și a presiunii aerului la aspirație în suflanta și a gazelor arse la ieșire din turbina prin intermediul unor ventile de laminare (poz.4). Rolul acestor ventile este de a simula modificarea presiunii atmosferice prin majorarea depresiunii în conducta de aspirație simultan cu reducerea contrapresiunii în conducta de evacuare, dar cu aceeași valoare.

Modificarea temperaturii aerului aspirat s-a făcut prin intermediul unui schimbător de căldură, poz. 5, amplasat pe conducta de aspirație a suflantei motorului de încercat.

Printr-un sistem de conducte aerul aspirat de suflantă poate fi răcit cu apa de la rețea sau preîncălzit cu apa caldă din circuitul de răcire al motorului. Astfel temperatura aerului aspirat a putut fi reglată între 15 și 60°C.

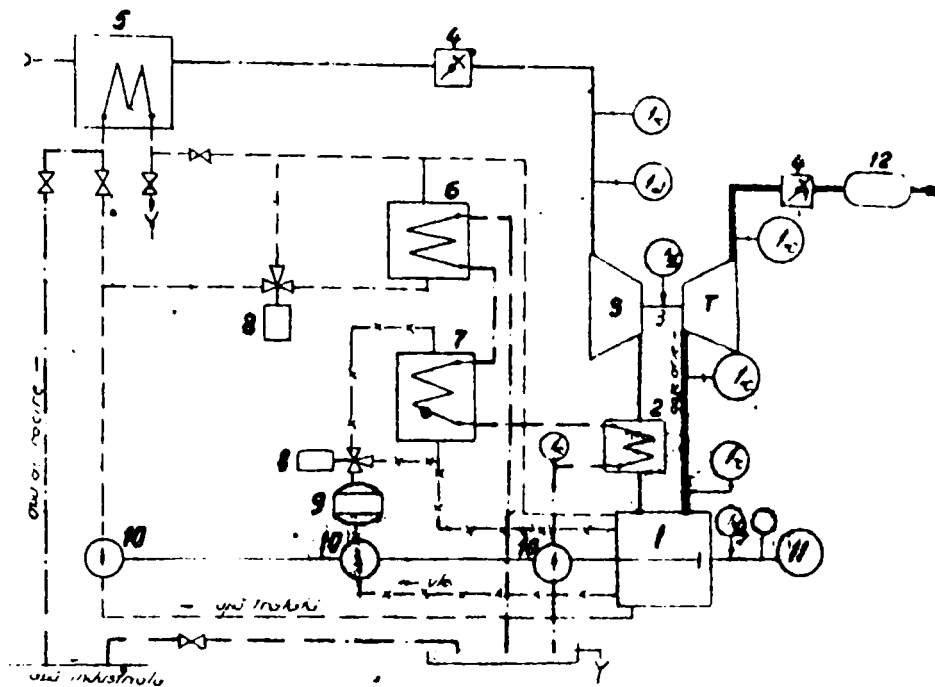
Construcția unei incinte capsulate în care să fie introdus motorul și să se creeze depresiunea necesară fiind foarte complicată, s-a considerat ca motorul să funcționeze de la început cu o contrapresiune majorată la evacuare a cărei valoare poate fi reglată cu clapeta poz. 4 de pe conducta de evacuare a gazelor.

Prin majorarea depresiunii în conducta de aspirație și o reducere simultană a contrapresiunii în conducta de evacuare cu aceeași valoare, se pot simula modificările presiunii atmosferice. Influența contrapresiunii majorate a gazelor evacuate a fost cercetată separat și s-a luat în considerare la prelucrarea rezultatelor.

Ca valoare normală pentru depresiunea în conducta de admisie înaintea suflantei, precum și pentru depresiunea în conducta de evacuare s-a prevăzut valoarea de 200 mm coloană apă.

Încercările s-au făcut la o contrapresiune a gazelor evacuate majorată cu 1200 mm coloană apă simulându-se astfel o cadere a presiunii barometrice până la 666 mm Hg. presiune ce corespunde unei altitudini de circa 1100 m peste nivelul mării.

În lucrarea [17] este prezentată schema (fig. 2.6) ce reprezintă standul de probă climatizat existent la Institutul de Termotehnica și Motoare cu ardere internă al Școlii Superioare Tehnice din Aachen, Germania.



- aer
- gaze arse
- circuit exterior de răcire cu apă
- .-.-.- circuit de ungere
- circuit interior de răcire cu apă

Fig. 2.5. Schema instalației experimentale.

1 - motor Diesel; 2 - răcitor intermediar al aerului de supraalimentare; 3 - grup turbosuflantă; 4 - clapeta de obturare; 5 - schimbător de caldură; 6 - răcitor de apă; 7 - răcitor de ulei; 8 - regulator de temperatură; 9 - filtru de ulei; 10 - pompa; 11 - frâna pentru determinarea puterii; 12 - amortizor de zgomot.

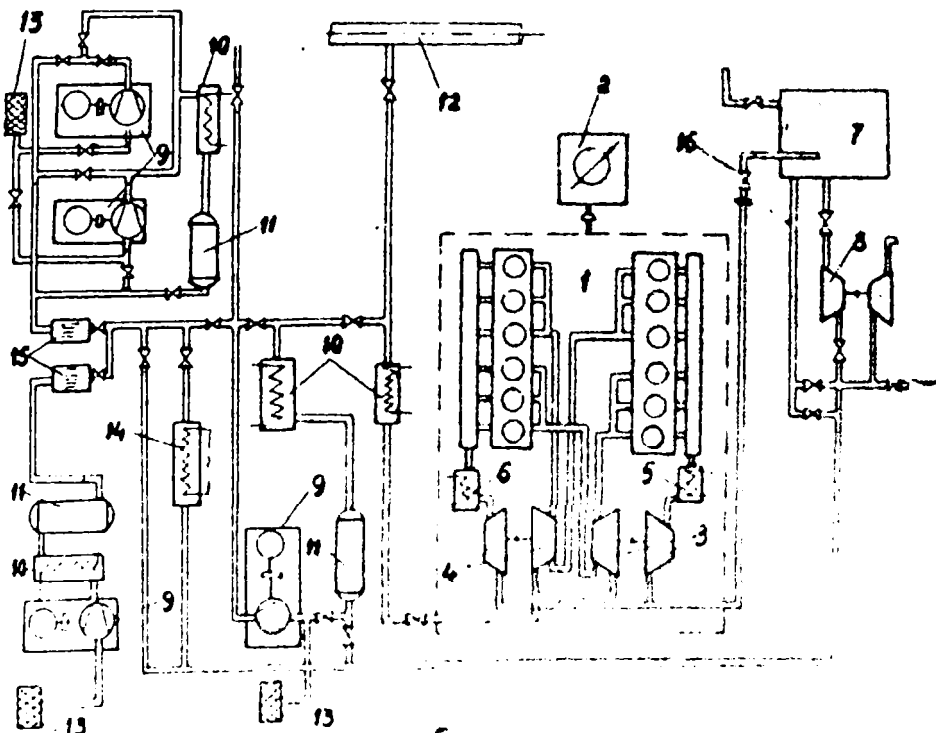


Fig. 2.6. Reprezentarea schematica a standului:

1 - motor Diesel tip MB-820-Db; 2 - frâna; 3 și 4 - turbosuflanta; 5 și 6 - răcitoare pentru aerul de supraalimentare; 7 - recipient de amestecare; 8 - turbina de racire; 9 - compresor centrifugal; 10 - răcitor; 11 - separator de condens; 12 - conducta centrala pentru evacuarea gazelor arse; 13 - filtru de aer; 14 - preîncălzitor electric; 15 - separator de ulei; 16 - ventil de laminare.

Motorul și instalațiile sale anexe sunt plasate într-o incintă în care condițiile atmosferice (se înțelege ca este vorba de presiunea, temperatura și umiditatea aerului) corespund celor ambiante iar condițiile atmosferice modificate ce urmează a fi analizate sunt reglate în conducta de aspirație înainte de suflanta și în conducta de evacuare a gazelor de ardere după turbină. Aerul este aspirat de suflanta dintr-un recipient de amestecare, trecând din acesta printr-un ventil de laminare, care permite reglarea presiunii din fața suflantei la valoarea dorită. Aerul este introdus în recipientul de amestecare fie prin intermediul unor compresoare rotative, fie direct din atmosfera.

Dacă se impune folosirea de aer având temperaturi situate peste temperatura aerului mediului ambiant, aerul debitat de compresoare se încălzește într-un preîncălzitor electric. Dacă din contră sunt necesare temperaturi ale aerului aspirat sub temperatura aerului mediului ambiant, aerul comprimat este răcit prin expansiune într-o turbina de racire. Prin ventile de reglare adecvate, debitele de aer de temperaturi diferite pot fi în așa fel amestecate cu aerul mediului ambiant încât se poate realiza cu ușurință temperatura dorită înainte de suflanta. Gazele arse ale motorului sunt aspirate de un turbocompresor și evacuate în atmosfera de-a lungul unui traseu care conține un ventil de laminare (pentru reglarea presiunii) și multe răcitoare.

Standul permite cercetarea comportării în exploatare a motoarelor pentru diferite prescripții de reglare, la presiunea aerului aspirat cuprinsă între 760 și 405 torr, adică presiuni care corespund unor altitudini de la 0 m până la 5000 m (după scara de altitudini INA) și la temperaturi la aspirația aerului între -20°C și $+50^{\circ}\text{C}$.

Reglajele “umplerea constantă cu combustibil” și “temperatura constantă a gazelor arse înaintea turbinei” ușor realizabile experimental s-au folosit în activitatea de cercetare cu acest stand. Pe acest stand, s-au încercat motoare Diesel la diferite umpleri constante care au cuprins domeniul de puteri de la 50% sarcină și până la sarcină nominală și la temperatura constantă a gazelor arse înaintea turbinei. Din aceste rezultate s-au stabilit celelalte mărimi limită ale puterii. Toate cercetările, în acest caz, s-au efectuat la turația nominală a motorului și la o turație parțială a acestuia.

În lucrarea de față, am prezentat cele mai semnificative instalații experimentale cunoscute pe plan european.

2.3. METODOLOGIA DE CALCUL A COEFICIENTULUI DE CORECTARE A PUTERII EFECTIVE PENTRU MOTOARELE DIESEL SUPRAALIMENTATE INCERCATE IN CONDITII DIFERITE DE CELE STANDARD

În cazul României, fiecare întreprindere constructoare de motoare termice folosește relații experimentale specifice fiecărui tip de motor, de exemplu:

- la U.C.M. Reșița, furnizorul motoarelor Diesel supraalimentate 12LDA28 (fără răcire intermediară) și 12LDS28 (cu răcire intermediară) folosește următoarea relație de corecție:

$$P_e = P_{e_0} \left(\frac{T_0}{T} \right)^{0,5} \quad (2.25)$$

unde P_{e_0} , P_e reprezintă puterea efectivă nominală în condiții atmosferice de referință ($p = 720$ mmHg, $t_0 = 35^\circ\text{C}$, $\rho_{\text{aer}} = 0,8$) respectiv în condiții atmosferice oarecare (p , t).

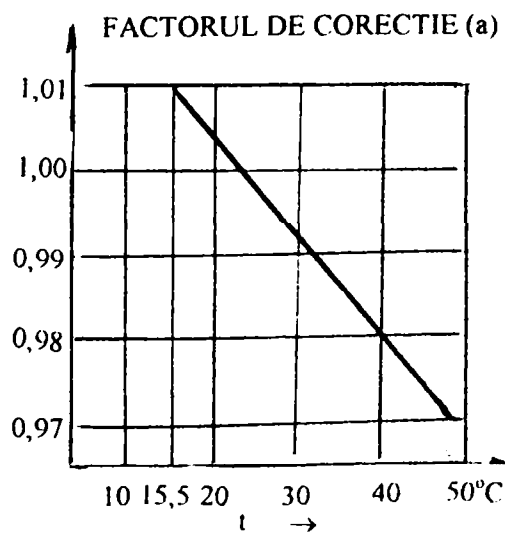
Același furnizor, pentru motorul 16R251-FLO de 4000CP, corectează puterea și consumul de combustibil cu relația:

$$P_e = P_{e_0} (a \ b \ c) \quad (2.26)$$

unde: P_{e_0} este puterea standard realizată în următoarele condiții standard:

- temperatura aerului mediului ambiant $t = 15,5^\circ\text{C}$;
- altitudine $H = 300$ m;
- densitate combustibil $\rho = 0,845\text{kg/dm}^3$;

iar a, b, c sunt niște factori de corecție a căror valoare se determină din diagramele reprezentate în figurile 2.7, 2.8 și 2.9.



(Combustibilul se consideră la aceeași temperatură)

Fig. 2.7

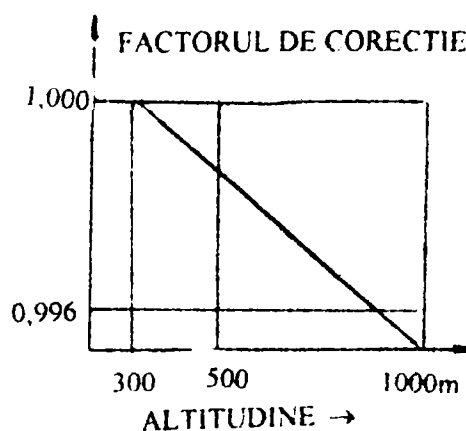


Fig. 2.8

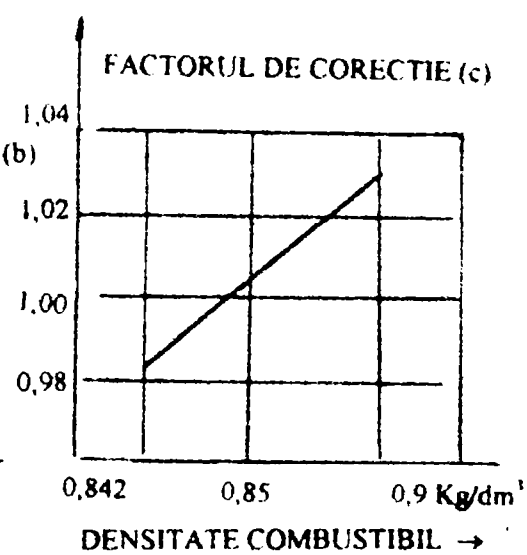


Fig. 2.9

-la întreprinderea SC "Faur" SA București, furnizorul motoarelor Diesel de tip Maybech, executat după licența firmei Daimler Benz A.G., cu și fără răcirea aerului de supraalimentare folosește pentru corecția puterii relația:

$$P_e = \frac{P_{e_0} \cdot \alpha}{100} \quad (2.27)$$

unde valoarea coeficientului α se obține din tabelul 2.4 în funcție de parametrii: presiune, temperatură și umiditate față de condițiile standard $p_0 = 736 \text{ mmHg}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, umiditatea relativă a aerului $\varphi_0 = 60\%$.

Valoarea lui α

Tabelul 2.4

Presiune aer (mmHg)	$\varphi = 60\%$						$\varphi = 100\%$					
	0°	10°	20°	30°	40°	50°	0°	10°	20°	30°	40°	50°
733			100	93	87	80			99	92	84	74
725			99	93	86	79			98	91	83	73
716			98	92	85	78			97	90	82	72
708			97	91	84	78			96	89	81	72
699			96	90	84	77			95	89	81	71
691			95	89	83	76			94	88	80	70
682		100	94	88	82	76		100	94	87	79	70
674		99	93	87	81	75		99	93	86	78	69
666		98	93	87	81	74		98	92	85	78	68
658		97	92	86	80	73		97	91	84	77	68
650		96	91	85	79	73		96	90	84	76	67
642		95	90	84	78	72		95	89	83	75	66
634	100	95	89	83	78	71	100	94	88	82	75	66
626	99	94	88	83	77	71	99	93	87	81	74	65
618	98	93	87	82	76	70	98	92	87	80	73	65
611	97	92	86	81	75	69	97	91	86	80	73	64
604	96	91	85	80	75	69	96	90	85	79	72	63
596	95	90	84	79	74	68	95	90	84	78	71	63

la SC "ROMAN" SA BRASOV, pentru corectarea puterii motoarelor SAVIEM și RABA utilizează relația:

$$P_e = k \cdot P_{e0} \quad (2.28)$$

unde k este un coeficient de corectie a cărei valoare se determină din tabelul 2.5 în funcție de presiunea p și temperatura t a aerului atmosferic. Condițiile standard sunt $p_0 = 765 \text{ mmHg}$ și $t_0 = 20^\circ\text{C}$.

Valoarea lui k

Tabelul 2.5

p mmHg	600	620	640	660	680	700	720	740	760
t °C									
4	1,247	1,207	1,169	1,134	1,100	1,069	1,039	1,011	0,984
6	1,252	1,211	1,173	1,138	1,104	1,073	1,043	1,015	0,988
8	1,256	1,216	1,178	1,142	1,108	1,077	1,047	1,018	0,992
10	1,261	1,220	1,182	1,146	1,112	1,080	1,050	1,022	0,955
12	1,265	1,224	1,186	1,150	1,116	1,084	1,054	1,026	0,999
14	1,269	1,228	1,190	1,154	1,120	1,088	1,058	1,029	1,002
16	1,274	1,283	1,194	1,158	1,124	1,092	1,061	1,033	1,506
18	1,278	1,237	1,198	1,162	1,128	1,096	1,065	1,036	1,509
20	1,283	1,241	1,202	1,166	1,132	1,099	1,069	1,040	1,014
22	1,287	1,245	1,207	1,170	1,136	1,103	1,072	1,043	1,016
24	1,291	1,250	1,211	1,174	1,139	1,107	1,076	1,047	1,019
26	1,296	1,254	1,215	1,178	1,143	1,111	1,080	1,050	1,023
28	1,300	1,258	1,219	1,182	1,147	1,115	1,084	1,054	1,026
30	1,304	1,262	1,223	1,186	1,151	1,118	1,087	1,057	1,030
32	1,309	1,266	1,227	1,190	1,155	1,122	1,090	1,061	1,033
34	1,313	1,271	1,230	1,194	1,158	1,125	1,095	1,064	1,039
36	1,317	1,275	1,235	1,197	1,162	1,129	1,098	1,069	1,040
38	1,321	1,279	1,239	1,201	1,166	1,133	1,101	1,071	1,043
40	1,326	1,283	1,244	1,207	1,171	1,136	1,106	1,075	1,047
42	1,330	1,287	1,247	1,209	1,175	1,140	1,108	1,077	1,050
44	1,334	1,291	1,251	1,213	1,177	1,143	1,112	1,082	1,053
46	1,338	1,295	1,255	1,217	1,181	1,147	1,115	1,085	1,056
48	1,334	1,299	1,259	1,221	1,185	1,151	1,119	1,088	1,060
50	1,347	1,303	1,263	1,224	1,188	1,154	1,123	1,092	1,063

Pe plan mondial unele întreprinderi constructoare de motoare, folosesc pentru corectarea puterii motoarelor turbo supraalimentate cu și fără răcire intermediară standardul britanic B.S.649-1958. În acest caz diminuarea puterii motorului se face în funcție de:

- creșterea înălțimii față de nivelul mării (scăderea presiunii aerului atmosferic);
- creșterea temperaturii.

Acest lucru este arătat în tabelul de mai jos:

Tabelul 2.6

Felul corecției	Motor în patru timpi supraalimentat cu grup turbocompresor	
	Fără răcirea aerului (%)	Cu răcirea aerului (%)
Creșterea înălțimii pentru fiecare 200 m peste 150 m până la 2500 m	2,5	2,5
Creșterea temperaturii de admisie pentru fiecare 5,5°C peste 30°C	3	-
Creșterea temperaturii de răcire la intrare în răcitor pentru fiecare 5,5°C peste 24°C	-	3

În norma internațională U.I.C. (Union Internationale des Chemins de fer) 623 OR 1958 "Regles pour les moteurs diesel de traction" sunt prezentate condițiile atmosferice de bază care servesc pentru determinarea puterii nominale (P_n) a motorului Diesel:

- presiunea atmosferică 136 mmHg (980 mbar)
- temperatura mediului ambiant 20°C
- umiditatea relativă a aerului 70%

Măsurarea acestor parametri se face la o distanță de gura de aspirație în condiții de temperatură omogenă și scurgerea laminară a aerului.

În această normă, pentru motoarele supraalimentate nu s-au indicat relații de calcul privind corecția puterii efective și a consumului specific, în schimb obligă constructorul să efectueze probele de omologare în condiții prescrise mai sus. De asemenea se mai prezintă o formulă în care se calculează creșterea de temperatură Δt a aerului datorită comprimării lui de către suflantă:

$$\Delta t = (t - 20) \left(\frac{p_1}{p_0} + 1 \right) \cdot 0,285 \quad (2.29)$$

în care:

-t = valoarea în °C a temperaturii aerului aspirat de suflantă care este limitată la 40°C;

-p₁ = presiunea aerului refulat de suflantă

-p₀ = presiunea atmosferică

Norma U.I.C. 623 OR-1958 nu corectează consumul specific de combustibil.

Pentru corectarea puterii efective și a consumului specific efectiv al motoarelor Diesel supraalimentate se mai utilizează recomandările standardului TGL 8346 fila 5 (Mai 1968), recomandarea CIMAC 1971 și standardul internațional ISO 3046/1 elaborat de Comitetul tehnic ISO "Motoare cu combustie internă" și transmis în aprilie 1973 la țările asociate în număr de 23 printre care România, Rusia, Australia, Japonia, Germania, și Anglia.

Relațiile de calcul folosite de cele 3 recomandări sunt identice și se prezintă astfel:

$$P_e = \alpha \cdot P_{e0} \quad (2.30)$$

unde $\alpha = k - 0,7(1 - k) \left(\frac{1}{\eta_m} - 1 \right)$, coeficient de corecție a puterii; (2.31)

iar $k = \left(\frac{p - a \varphi p_{v1}}{p_0 - a \varphi_0 p_{v10}} \right)^m \left(\frac{T_{10}}{T_1} \right)^n$ (2.32)

pentru motoare supraalimentate fără răcire intermediară.

Deosebiri constau în valoarea coeficienților a (de umiditate), m și n (vezi tab. 2.7).

Tabelul 2.7

Recomandarea	a	m	n	Limita de functionare
TGL 8346.BL.5	1	0,85	2	t _{g1} =ct
	1	0,85	0,4	N _s =ct
CIMAC 1971	0	0,7	1,2	-
ISO 3046/1-1975	0	0,7	2	-

S-a notat cu φ - umiditatea relativă a aerului aspirat

p_{v1} - presiunea parțială a vaporilor din aerul aspirat după suflantă.

Consumul specific efectiv, c_e , se calculează folosind aceste recomandari cu relația:

$$c_e = \beta c_{e0} \quad (2.33)$$

unde: $\beta = k / \alpha$, coeficient de corecție.

Pentru facilitarea utilizării acestor formule recomandarea ISO 3046 a întocmit tabele, de exemplu pentru coeficientul α tab. 2.8 și pentru coeficientul β tab. 2.9 și nomograme, de exemplu pentru motor Diesel supraalimentat fără răcirea aerului. (fig. 2.10)

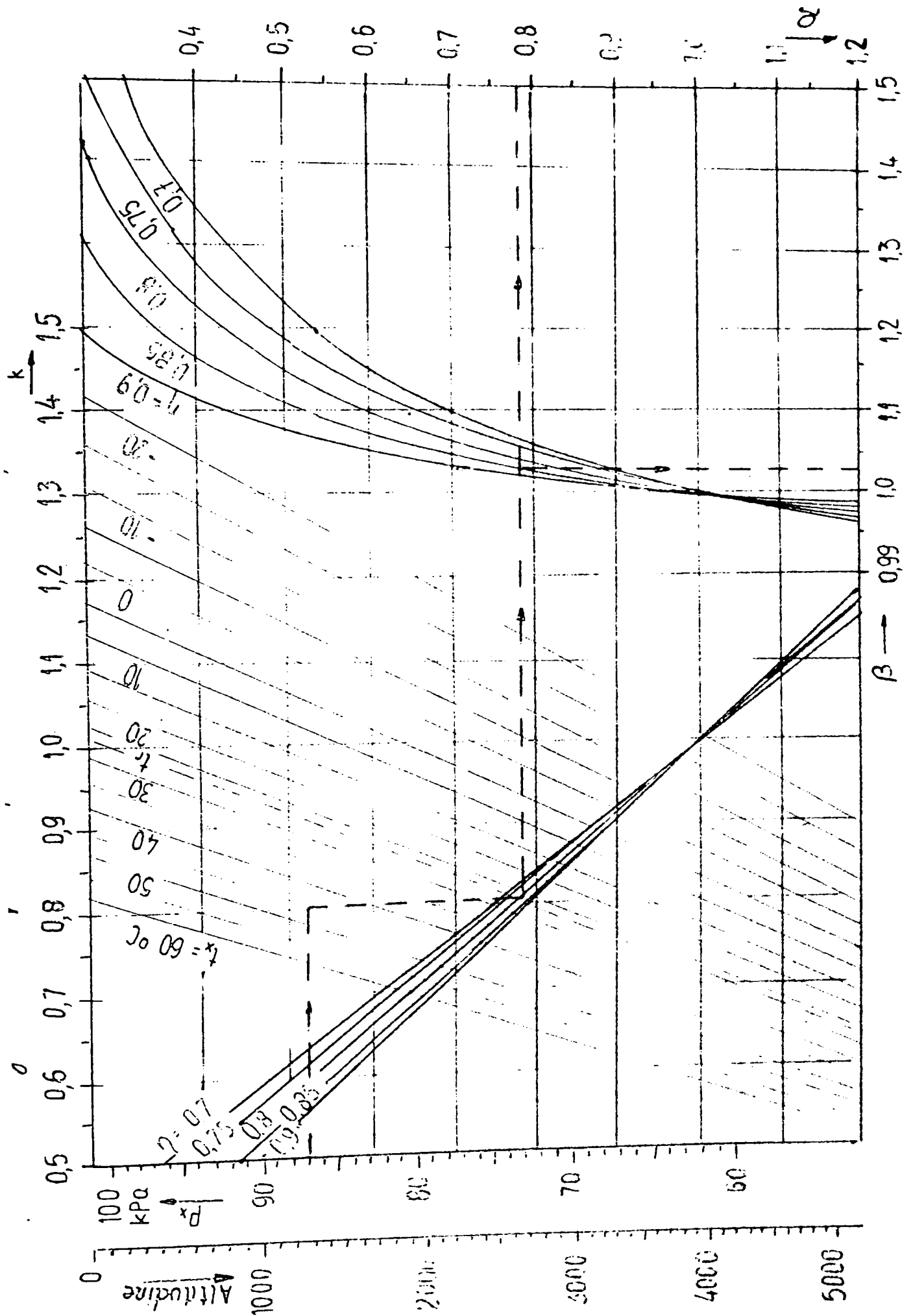
Tabelul 2.8

k	α					
	η_m					
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95
0,50	0,350	0,383	0,413	0,438	0,461	0,482
0,52	0,376	0,408	0,436	0,461	0,483	0,502
0,54	0,402	0,433	0,460	0,483	0,504	0,523
0,56	0,428	0,457	0,483	0,506	0,526	0,544
0,58	0,454	0,482	0,507	0,528	0,547	0,560
0,60	0,480	0,507	0,530	0,551	0,569	0,585
:	:	:	:	:	:	:
:	:	:	:	:	:	:
1,2	1,26	1,247	1,235	1,225	1,216	1,207

Tabelul 2.9

k	β					
	η_m					
	0,70	0,75	0,80	0,85	0,90	0,95
0,50	1,429	1,304	1,212	1,141	1,084	1,038
0,52	1,383	1,275	1,199	1,129	1,077	1,035
0,54	1,343	1,248	1,175	1,118	1,071	1,032
0,56	1,308	1,225	1,159	1,108	1,065	1,030
0,58	1,278	1,203	1,145	1,098	1,060	1,027
0,60	1,250	1,184	1,132	1,000	1,055	1,023
:	:	:	:	:	:	:
:	:	:	:	:	:	:
1,2	0,952	0,963	0,972	0,980	0,987	0,994

Fig. 2.10. Nomogramă pentru determinarea coeficienților de corecție pentru putere.



2.4. CONSIDERATII CRITICE PRIVIND POSIBILITATILE DE CORECTARE ALE PUTERII EFECTIVE A MOTOARELOR DIESEL SUPRAALIMENTATE FUNCTIONAND IN CONDITII VARIABLE ALE PARAMETRILOR DE STARE DE LA INTRARE IN SUFLANTA

Comparând lucrările [12], [13], [14], [11], [15], [16], [3], [8] având ca autori pe K. Zinner, K. Halupka, S. Hansen, C. Aramă, K. Restin, I. Reisacher, Smidt F.A.F. și alții privind corectarea puterii și a economicității motoarelor supraalimentate în condiții exterioare variabile se constată că modul de rezolvare a acestei probleme este diferit de la autor la autor.

Astfel, în lucrările [3] și [8], autorul F.A.F. Smidt exprimă raportul P_e/P_{e0} în funcție de parametrii de stare ai aerului atmosferic în condiții oarecare p, T respectiv standard p_0, T_0 , de coeficientul excesului de aer în condiții standard λ_0 și oarecare λ , de niște coeficienți care se determină experimental, pentru cele trei posibilități de reglaj principale întâlnite în practică:

- menținerea temperaturii constante de ardere din fața turbinei $t_g = ct$;
- menținerea constantă a coeficientului de exces a aerului $\lambda = ct$;
- alimentarea constantă cu combustibil $C_h = ct$.

Altă lucrare, ca de exemplu cea care are ca autor pe C. Aramă [11], consideră că pentru a efectua teoretic corecția caracteristicilor motoarelor supraalimentate este necesar în primul rând să se stabilească unul din factorii care limitează puterea și anume:

- gradul de fum (G.F.)
- temperatura gazelor de evacuare din cilindri (t_g)
- turația grupului turbosuflantă (n_T)
- încărcarea termică a pistonului (Q_p)
- presiunea maximă a gazelor din cilindru ($p_{z \max}$)

Si în acest caz, exprimarea relațiilor folosite pentru corecție, se face de asemenea în funcție de parametrii de stare măsurabili în condiții variabile și de referință, ai căror exponenți se verifică experimental.

În schimb, lucrarea [12] întocmită de K. Zinner prezintă teoretic relațiile de corecție a puterii și economicității într-o formă mai simplă. Aceste relații folosesc exponenți ce depind de următorii factori limită de funcționare ai motorului: gradul de fum (G.F.), încărcarea termică a pistonului (Q_p), temperatura gazelor de evacuare (t_g), turația grupului turbosuflantei (n_T) și de cantitatea de combustibil injectată (C_h).

Comparând rezultatele măsurate cu cele calculate în cazul încercării pe stand a unui motor Diesel supraalimentat consider că soluția propusă de F.A.F. Schmidt - care are la bază principiile termodinamice aplicate pentru interacțiunea motor – grup turbosuflantă - realizează o diferență foarte mică între puterea motoarelor determinată prin calcul și puterea măsurată.

Utilizând soluțiile de calcul propuse de C. Aramă și K. Zinner se obține o diferență dintre puterea calculată și cea măsurată mai mare în comparație cu soluția de calcul preconizată de F.A.F. Smidt, pentru că valorile exponenților folosiți au un caracter mult generalizat.

O apreciere demnă de luat în seamă este că F.A.F. Smidt consideră că tratarea unitară de exprimare a corecției puterii și economicitatea de combustibil pentru toate posibilitățile de reglaj ale motorului este foarte complicată datorită numeroaselor formule suplimentare care se referă la aceste posibilități de reglaj. Pentru simplificare, autorul determină relații de corecție pentru fiecare posibilitate de reglaj, în funcție de rapoartele $\frac{p}{p_0}, \frac{t}{t_0}, \frac{\lambda}{\lambda_0}$.

Obținerea relațiilor de corecție s-a făcut în baza ecuației de bilanț energetic al turbinei și ecuației de continuitate a gazelor pentru posibilitățile de reglaj $t_g = ct.$, $\lambda = ct.$, $C_h = ct.$

Această apreciere este evidențiată și de C. Aramă în lucrarea [11] și anume pentru menținerea gradului de fum constant, a temperaturii gazelor de evacuare și încărcării termice a pistonului, constante, considerați ca factori limită a puterii efective, autorul recomandă aceeași relație pentru corecția puterii și economicității ai cărei coeficienți au valori diferite în funcție de posibilitatea de reglaj. Pentru menținerea constantă a consumului orar de combustibil autorul recomandă o altă relație de corecție.

K. Zinner în lucrarea [12] prezintă relația factorului de corecție $k = \left(\frac{p}{p_0}\right)^m \left(\frac{T_0}{T}\right)^n$ al puterii sub o formă simplă, valabilă pentru toate posibilitățile de reglaj cu singura deosebire că exponenții m și n folosiți se determină din tabele (tab. 2.1. și 2.2.), în funcție de modificarea parametrilor de stare atmosferici exteriori și de sensul de modificare a parametrilor limită menționați.

K. Halupka în lucrarea [13], utilizează aceeași relație pentru corectarea puterii efective și a consumului specific ale motorului cu supraalimentare, cu altitudinea.

Coeficienții relației α , m și n îi determină pentru mai multe tipuri de motoare luând în considerare numai două limite de funcționare a motorului: încărcarea termică a pistonului (Q_p) și gradul de fum (G.F.) justificând că turația turbinei și temperatura gazelor de ardere au o rezervă de creștere mare.

O soluție, recomandată întreprinderilor constructoare de motoare de către Soren Hansen [14], este ca firma producătoare să considere condițiile atmosferice din stand ca fiind de referință și să cunoască condiția de lucru cerută de cumpărător.

În lucrarea [15], K. Restin pune în discuție limitele de funcționare ale puterii motorului și anume că limitele cele mai importante de care trebuie să țină seama firma producătoare sunt cele care depind de modul de construcție a motorului și turbosuflantei și de influențarea lor reciprocă atunci când parametrii de stare atmosferici se modifică.

2.5. CONCLUZII

Un motor nou sau după reparație capitală, echipat cu grup de supraalimentare, este probat în condițiile de stare ale aerului din standul de probă, de cele mai multe ori diferite de cele prevăzute în caietul de sarcini al motorului. Beneficiarul, în această situație, este interesat ca furnizorul să-i calculeze parametrii tehnici ai motorului, puterea și consumul specific de combustibil pentru condițiile de stare de referință.

Astfel, în capitolul 2 au fost prezentate relații de calcul pentru putere și economicitate de combustibil recomandate de literatura de specialitate și firmele producătoare de motoare, care folosite în comparație cu valorile măsurate pe motorul 798 –05, s-au obținut rezultate diferite.

Dintre toate variantele privind relațiile de calcul, soluția de calcul propusă de F.A.F. Smidt, având la bază principiile termodinamice aplicate pentru interacțiunea motor – grup turbosuflantă, și folosită pentru corectarea puterii și economicității motorului supraalimentat, dă o diferență mai mică între valorile măsurate pe stand și cele calculate. Astfel, această soluție de calcul - cu mici schimbări – a stat la baza întocmirii normei DIN 6270 și preluată de recomandarea pentru motoarele Diesel supraalimentate CIMAC 1971, standardul ISO 3046/1 – 1975 și altele.

Deasemenea, este bine să se cunoască pentru ce perechi de valori ale puterii și turației, pentru încărcare parțială sau totală, a motorului se ating limitele de funcționare a acestuia ($G.F.$, t_{ge} , Q_p , n_T), pentru ca beneficiarul să utilizeze motorul fără riscul de a se deteriora atunci când parametrii de stare ai aerului se modifică, de exemplu creșterea temperaturii peste valoarea de referință are influențe evidente.

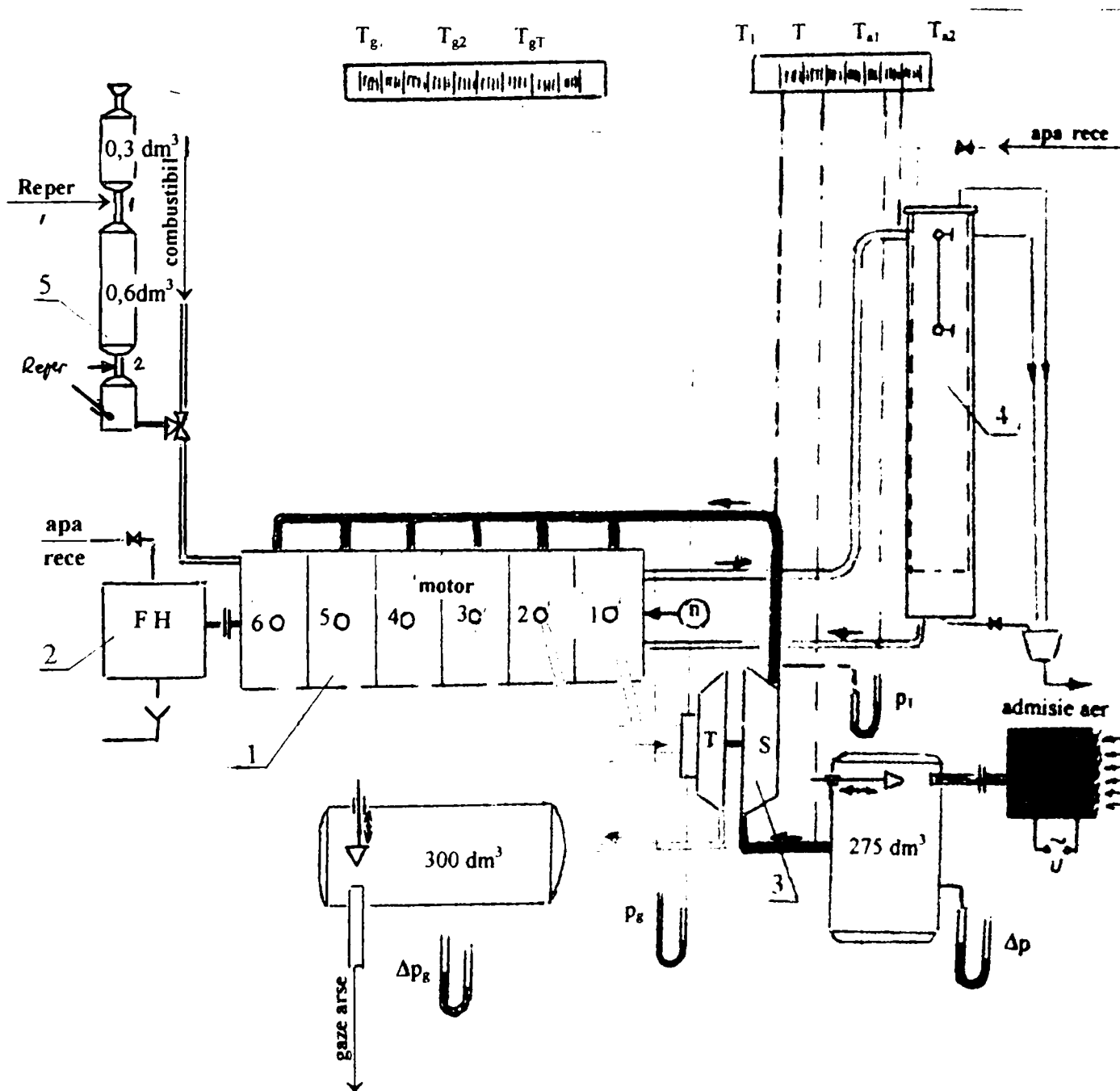
În privința instalațiilor experimentale, consider că standul prezentat de autor se poate executa cu investiții mici. Acest stand ar da posibilitatea întreprinderii furnizoare să demonstreze beneficiarului calitățile tehnico – economice în condiții extreme ale temperaturii și presiunii aerului atmosferic.

METODICA DE CERCETARE SI INSTALATIA EXPERIMENTALA UTILIZATA PENTRU EVALUAREA INFLUENTEI PARAMETRILOR DE STARE ATMOSFERICI

3.1. PREZENTAREA DE ANSAMBLU A STANDULUI DE PROBĂ ȘI A ECHIPAMENTULUI DE MĂSURARE

Instalația experimentală utilizată este formată din: motorul de încercat, frâna hidraulică, instalația de încălzire a aerului aspirat, instalația ce asigură modificarea presiunii aerului la aspirație și a presiunii gazelor arse la evacuare, instalația de răcire a motorului, senzori pentru măsurarea presiunii, temperaturii, turației, traductoare etc.

În figura 3.1. se prezintă schema instalației experimentale.



Motorul utilizat (fig. 3.1.) este un motor cu aprindere prin comprimare, policilindric – cod 8900 – 606 – 6089 – fabricat de SC “Roman” SA Braşov.

Fig. 3.1 – 1-motor Diesel supraalimentat tip 798-05; 2-frână hidraulică; 3-grup turbosuflantă tip HOLSET 3LE 1240; 4-răcitor de apă; 5-dispozitiv pentru măsurarea consumului de combustibil; T_g , T , T_a – senzor și aparat de măsurat temperatura pentru gaze arse, aer și apă; p_g , p – piezometre pentru gaze arse și aer.

În fig. 3.2 este prezentată o vedere de ansamblu a standului de încercat



Fig. 3.2.-1. Motorul 798-05; 2. Rezervor pentru liniștirea aerului aspirat; 3. Frână hidraulică; 4. Pupitru de comandă; 5. Panou cu manometre cu coloană de lichid.

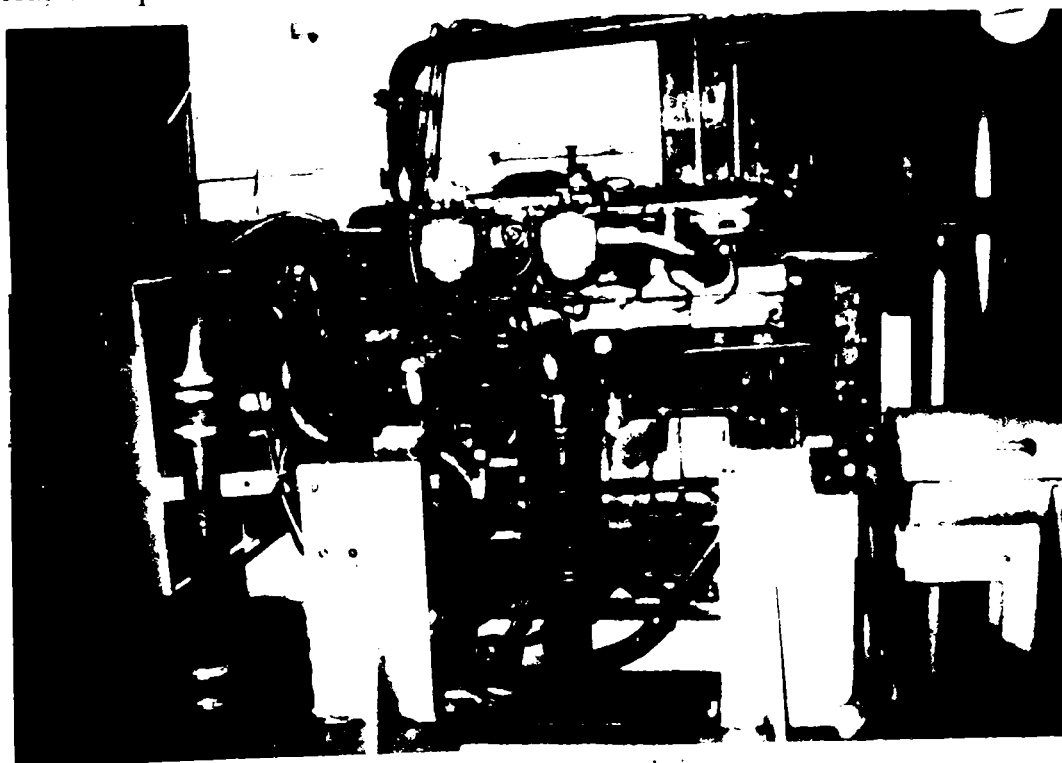


Fig. 3.3. Vedere de ansamblu a motorului.

Motorul utilizat (fig. 3.3) este un motor cu aprindere prin comprimare policilindric, cod 8900-606-6089, fabricat de SC "Roman" SA Braşov.

Dimensiunile principale ale motorului sunt:

- nr. de cilindri	6
- dispunerea cilindrilor	linie
- cilindrul totală	5489 cm ³
- diametrul cilindrului	102 mm
- raportul cursă / alezaj S/D	112 / 102

Parametrii dinamici și tehnici

- turația nominală	2800 rot / min
- raport de comprimare	18 : 1
- puterea nominală	113,7 kw (155 CP)
- cuplul maxim	41 daNm la $n_M = 1800$ rot / min
- ordinea de funcționare a cilindrilor	1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4

Motorul este echipat cu:

- pompă de injecție tip RO – PES6A 80D320RS27
- presiune de injecție 220 + 8 bar
- duză injector RO – DLLA 18 S16
- turbosufianta HOLSET 3LE 1240
- termostat
- fără ventilator
- fără alternator.

Reglaje fixe pe care le-a avut motorul în timpul încercărilor sunt:

- jocul dintre supape și culbutor (la rece)
 - admisie 0,20 mm
 - evacuare 0,35 mm
- fazele de distribuție (cu jocuri normale la supape)
 - admisie: deschidere cu 11° RAC înainte de PMI și închidere cu 41° RAC după PMI
 - evacuare: deschidere cu 55° RAC înainte de PMI și închidere cu 5° RAC după PMI
- avansul la injecție 21°30' înainte de PMI.

În timpul probelor s-a utilizat:

- ulei de motor M 30 super 2 – STAS 10808 – 77 (echiv. SAE – 30)

- motorină tip 15.

Caracteristica de turatie la sarcină totală a motorului este prezentată în fig. 3.4

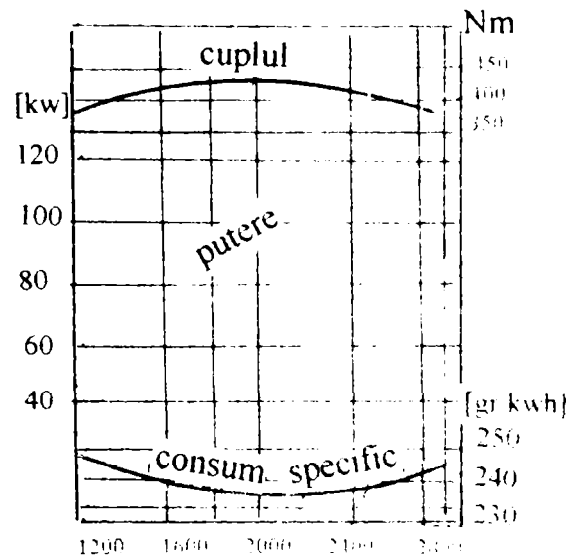


Fig. 3.4

Pentru determinare puterii efective a motorului, standul este echipat cu o frână hidrolică cu turbulență, cu reglare în contrapresiune, de fabricație Schenk. Vederea de ansamblu este prezentată în figura 3.5.



Fig. 3.5. Frâna hidrolică a standului echipată cu cântar tip "Balanta" Sibiu tip MB-Q-02 20; 0 - 100 kgf.

- 1 Frână hidrolică, 2 Cântar;
3 Rezervor pentru liniștirea gazelor arse, 4 Manometru cu coloana de lichid; 5 Priză presune gaze arse

Pentru măsurarea forței de frânare se folosește o balanță analitică (vezi fig. 3.5) având sarcina maximă 100 kgf și clasa de precizie 2. Pentru a elimina vibrațiile ce s-ar putea transmite de la stand la balanță, carcasa balanței a fost suspendată de tavanul clădirii.

Pentru încălzirea aerului aspirat pe conducta de aspirație s-a montat o cutie în care sunt montate un grup de rezistențe, (vezi fig. 3.6) care asigură temperatura dorită a aerului aspirat prin cuplarea în serie sau în paralel a două sau mai multe rezistențe prin intermediul a 3 întrerupătoare montate în pupitrul de comandă. Modul de grupare a rezistențelor cerut de temperatura pe care dorim să o realizăm este scos în evidență de becurile de semnalizare montate în pupitrul de comandă.

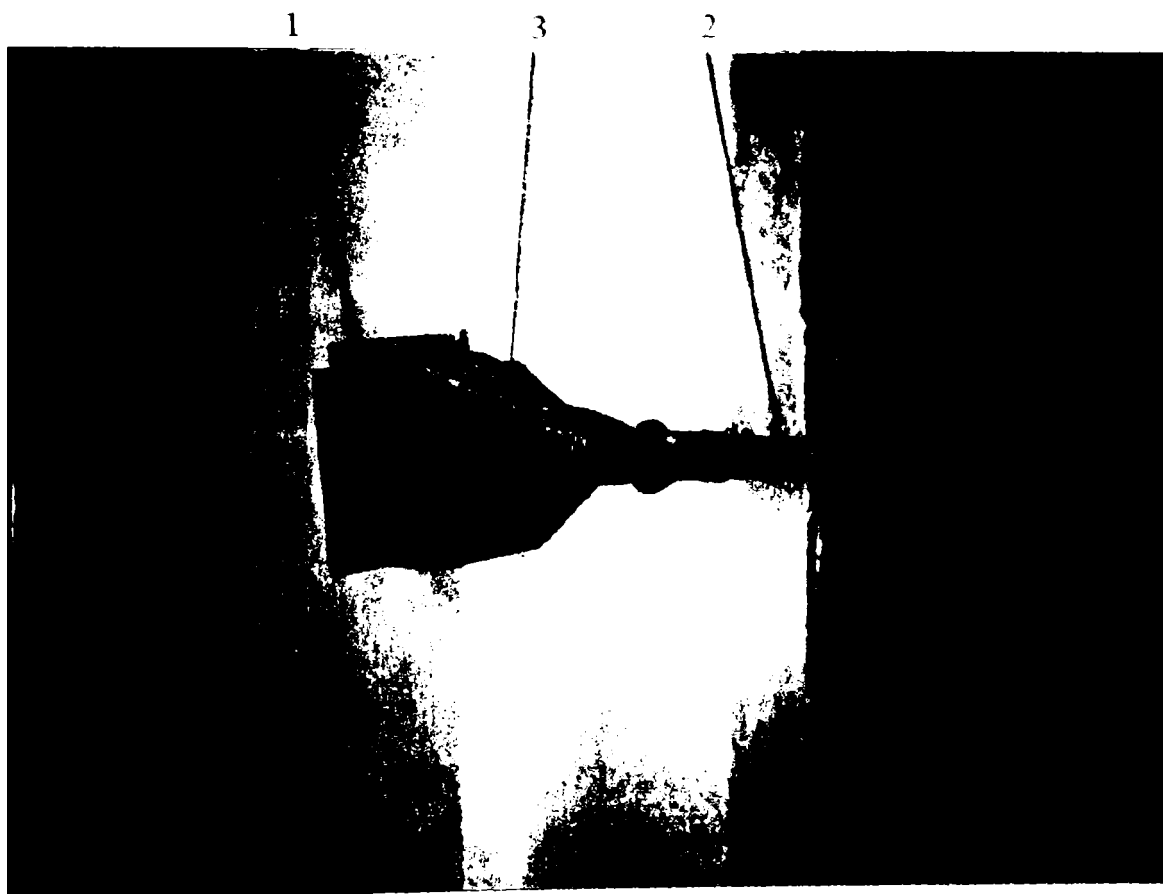
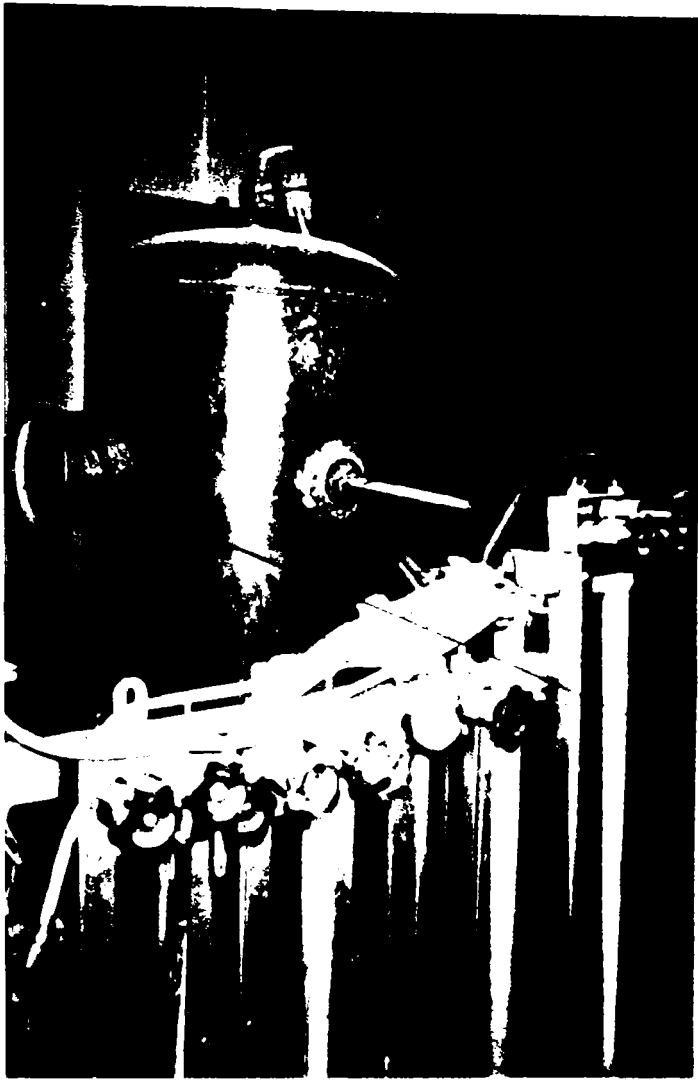


Fig. 3.6.-1. Cutie cu rezistențe Electrice: 2. Conductă aspirație aer; 3. Cabluri electrice

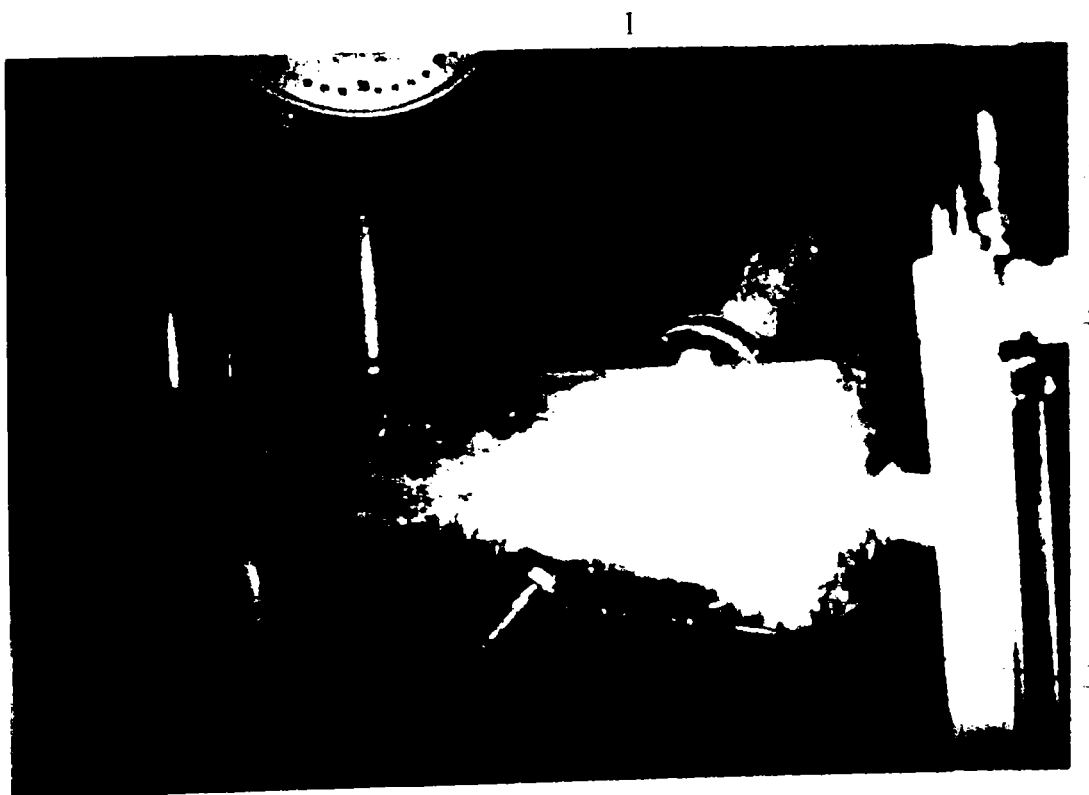
Tensiunea de alimentare a curentului electric este de 0 - 240 V c.a. tensiune asigurată de un transformator cu reostat.

Modificarea presiunii aerului aspirat și a gazelor de ardere se realizează printr-un obturator a cărui poziție se reglează (vezi fig. 3.7. și fig. 3.8).

În ceea ce privește parametrul presiune, măsurat pe conducta de aspirație a aerului, la intrare în suflantă, după suflantă și pe conducta de evacuare a gazelor arse la intrare în turbina cu gaze și după, s-au folosit manometre diferențiale cu coloană de lichid (vezi fig. 3.2).



4
1
2
Fig. 3.7. 1.Rezervor pentru liniștirea aerului aspirat de motor;2. Obturator aer; 3 Termometru manometric pentru control; 4 Priză presiune aer aspirat de motor.
3



1
3
4
2
Fig. 3.8.-1.Rezervor pentru liniștirea gaze or arse; 2.Obturator; 3 Conducță de evacuare gaze arse ; 4.Manometru cu coloană de lichid

În timpul încercărilor s-a măsurat temperatura aerului înainte și după suflantă, a apei și a uleiului în diferite puncte folosind termorezistențe dublate de termometre cu coloană de lichid și termometre manometrice.

Temperatura gazelor arse s-a măsurat pe colectorul de evacuare a gazelor în imediata apropiere a supapelor de evacuare, fig. 3.9., înainte și după turbina cu gaze.

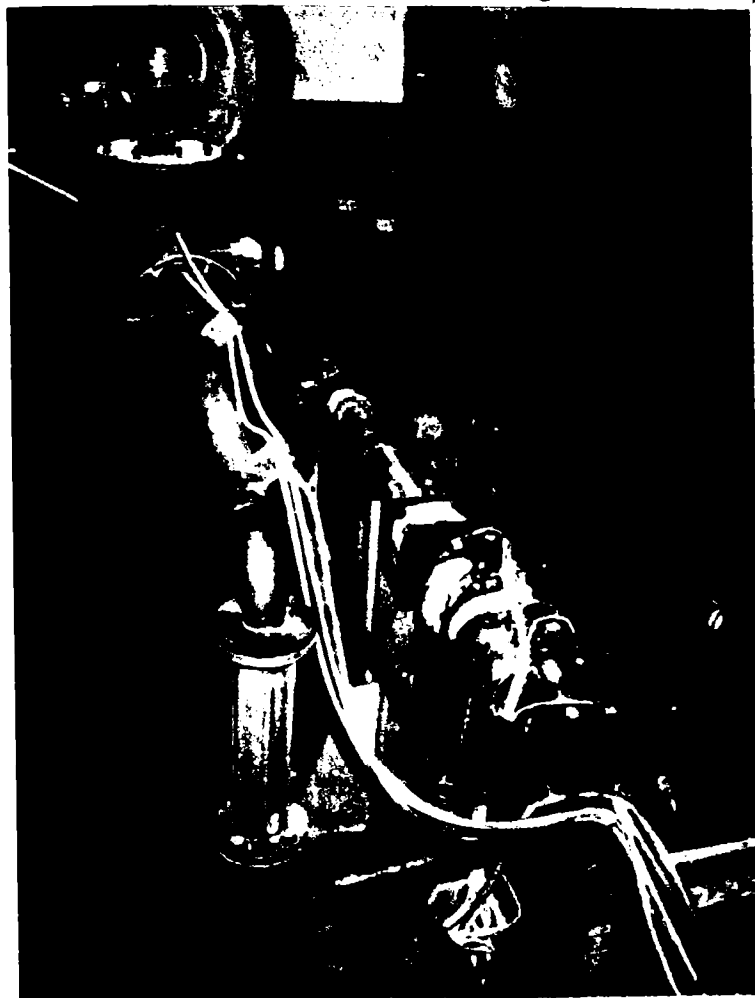


Fig 3.9

Amplasarea senzorilor de temperatură pentru gazele arse

- 1. Motor 798-05.2. Grup turbosudalana
- 2. Termorezistență
- 3. Termocupl
- 4. Priză presiune aer după suflantă
- 5. Rezervor pentru liniștire gaze arse
- 6. Priză presiune aer după suflantă
- 7. Pupitră cu aparat de măsură

Termometrele utilizate pentru măsurarea temperaturii gazelor de ardere au fost legate în serie cu un alt termoelement identic care s-a introdus într-un vas cu apă și gheață, asigurându-se astfel temperatura de 0°C .

Termoelementele folosite au fost confecționate din cromel-alumel ce asigură o sensibilitate bună ținând cont că s-au măsurat diferențe de temperaturi relativ mici.

Înainte de montare s-a făcut etalonarea fiecărui termoelement în parte.

Circulația aerului aspirat de suflantă se realizează printr-o cutie, cu un grup de rezistențe încălzite electric printr-un rezervor tampon, a cărei capacitate este 250 dm^3 (diametru $0,6\text{ m}$ și lungimea $0,9\text{ m}$), fig. 3.7, și conducte de legătură.

Volumul rezervorului asigură o viteză a aerului nesemnificativă astfel încât presiunea statică este egală cu presiunea totală.

Aceeași soluție constructivă s-a folosit și în circuitul de evacuare a gazelor arse din turbină (fig. 3.8).

Măsurarea consumului de combustibil s-a făcut volumetric cu ajutorul unor vase etalonate (vezi fig. 3.10.), în număr de două cu capacitate de $0,3\text{dm}^3$ și $0,6\text{dm}^3$. Măsurarea timpului corespunzător consumului de combustibil între două reperi amplasate în secțiunea minimă s-a făcut cu un cronometru de mână.

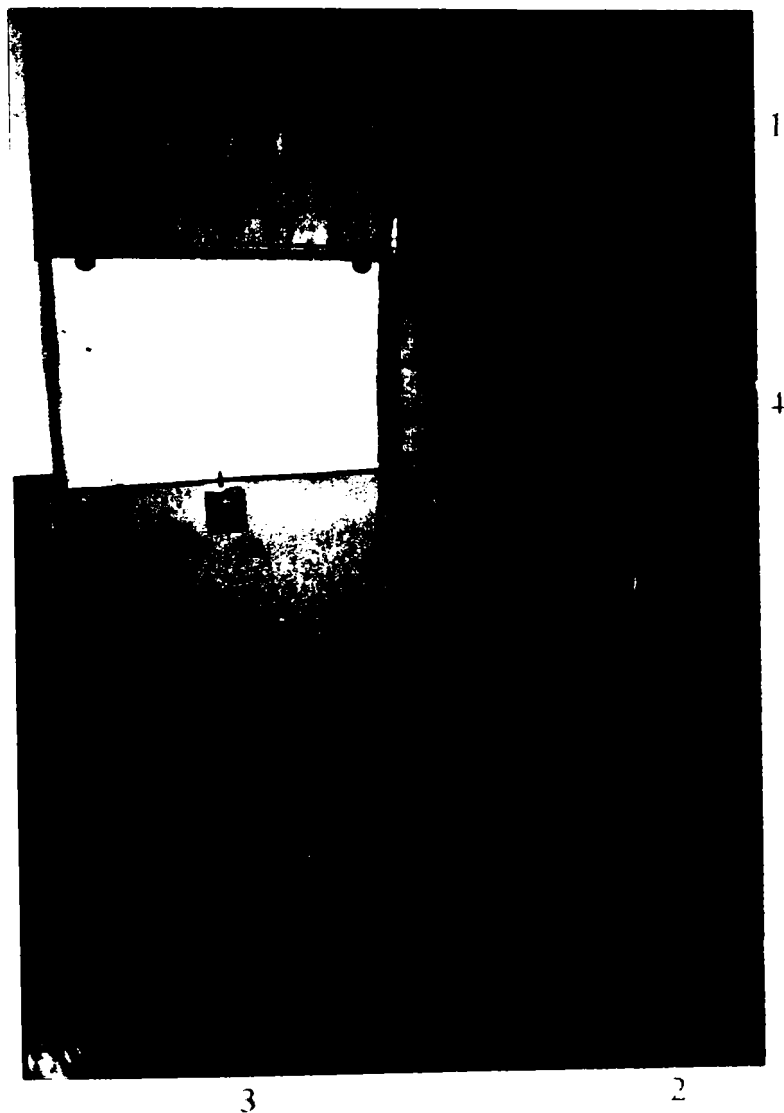


Fig 3.10.

Instalație pentru măsurarea consumului de combustibil

- 1 Rezervor combustibil.
- 2 Vase etalonate.
- 3 Termometru cu cloană de mercur.
- 4 Robinet cu trecere.

Pentru măsurarea turației motorului, standul a fost echipat cu generator tahometric și tahometru analogic care au fost folosite ca instrumente de control și supraveghere a motorului. Turația luată în considerare și înregistrată în tabelele cu măsurători a fost cea măsurată cu turometru portabil tip Hasler ce are o precizie de $0,1\%$.

3.2. METODE DE EXPERIMENTARE

Cercetarea experimentală a început cu definirea programului general (în cadrul căruia s-au stabilit tematica și problemele cercetării), a continuat cu etapa realizării bazei materiale și s-a sfârșit cu etapa cercetării experimentale și prelucrarea datelor. Despre ultima etapă și mai ales despre modul de desfășurare a cercetării experimentale propriu-zise va fi vorba în continuare.

Primele date măsurate au fost cele privitoare la condițiile mediului, adică presiunea și temperatura atmosferică. Urmează pornirea și încălzirea motorului, apoi etalonarea semnalelor primite de la senzorii temperatură, presiune, turație etc.

Programul de încercare s-a desfășurat în conformitate cu normele STAS 6635-76 – “Motoare cu ardere internă pentru vehicule rutiere și tractoare (Reguli și metode de încercare pe banc)”. La încercarea motorului pe ștand puterea motorului P_e s-a determinat în mod indirect prin măsurarea momentului motor M_e prin disiparea energiei cu ajutorul frânei hidraulice și a turației arborelui cotit n .

Într-o asemenea instalație absorbția lucrului mecanic efectiv se face în principal prin frecarea rotor-apă, apă-stator ca și prin frecarea internă în fluidul de lucru. Pe lângă energia astfel consumată, consum energetic se înregistrează și datorită frecării din lagărele și garniturile de etanșare ale frânei, efectul acestor piese dispuse între carcasă și arbore fiind măsurat odată cu momentul total de dezechilibrare al carcasei. Rămân neluate în considerare numai forțele de frecare din lagărele pe care carcasa se sprijină în suporturile sale; în mod obișnuit momentul acestor forte nu depășește 0,01 – 0,02 din valoarea maximă a momentului măsurat.

Pentru măsurarea turației frâna este prevăzută cu un traductor de turație. Ca măsură de siguranță s-a folosit și un tahometru portabil de tip Hasler. Balanța semiautomată cu cadran, tip S.C. “Balanța” Sibiu, folosită pentru determinarea forței de frânare a fost verificată conform normelor metrologice. Parametrul presiune a fost măsurat cu manometre cu coloana de lichid de mercur sau apă distilată ținând cont de locul măsurătorii și diferența de presiune, conform următorului tabel:

Nr crt	Agentul măsurat	Locul	Tipul instrumentului	Observații
1	Aer atmosferic	În apropierea standului	Barometru	
2	Aer atmosferic	Rezervor tampon	Piezometru diferențial	Apă distilată
3	Aer atmosferic	După suflantă	Piezometru diferențial	Mercur
4	Gaze arse	Înainte de turbină	Piezometru diferențial	Mercur
5	Gaze arse	Rezervor tampon	Piezometru diferențial	mercur

3.3. PROGRAMUL DE ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE PENTRU STABILIREA COEFICIENTULUI DE CORECȚIE A PUTERII EFECTIVE

Pentru stabilirea unui program al încercărilor este nevoie să se precizeze mai întâi care sunt parametrii care trebuie măsurați, apoi trebuie stabilite regimurile de încercare

Este evident faptul că pentru cercetarea influenței parametrilor de stare atmosferici asupra puterii motoarelor Diesel supraalimentate trebuie măsurate mărimile: temperatură, presiune, umiditate.

Împreună cu parametrii amintiți este necesar să se măsoare turația arborelui cotit, forța la frână, consumul efectiv de combustibil.

De asemenea, este necesar să se măsoare parametrii ca: temperatura uleiului, temperatura lichidului de răcire, temperatura gazelor arse, deplasarea cremalierii etc.

Având nominalizate mărimile care trebuie măsurate voi enumera regimurile de funcționare ale motorului la care s-au efectuat încercările. Se va fixa poziția cremalierii la 50%, 75% și 100% din cursa cremalierii (l) și pentru fiecare în parte se vor face măsurători la temperatura aerului aspirat ($t^{\circ}\text{C}$) de 10, 20, 30, 40, 50, 60, la turația motorului n (rot/min) de 1000, 1500, 1800, 2000, 2500 și 2800, a forței de frânare (F_f), a consumului orar de combustibil (C_h) pentru presiunea aerului la aspirație și umiditatea aerului constante.

În continuare, prin menținerea constantă a temperaturii și umidității aerului aspirat și simularea modificării presiunii aerului aspirat prin majorarea depresiunii în conducta de aspirație simultan cu reducerea contrapresiunii în conducta de evacuare dar cu aceeași valoare Δp [mmHg] de 0, 15, 45, 75, 105, 135, 165. Această metodă este prezentată în lucrarea [18] având ca autor W. Kniestedt.

Încercările experimentale se efectuează pentru poziția cremalierii la 50%; 75%; 100% din cursa totală (l) și pentru fiecare în parte se fac măsurătorile prezentate mai sus și anume: a forței de frânare (F_f), a turației motorului (n), a consumului orar de combustibil (C_h), temperatura gazelor evacuate (t_g), presiunea aerului după suflantă și altele. Valorile măsurate sunt prezentate tabelar și grafic.

Temperatura aerului aspirat măsurată înainte și după suflantă s-a făcut cu termometre cu coloană de lichid și cu termorezistențe. Temperatura gazelor de ardere la ieșirea gazelor arse din fiecare cilindru înainte de turbină și după turbină s-a făcut cu termocuple Cromel – Alumel.

După ce s-a verificat și etalonat instalația de măsurare, s-a cesticubat pompa de injecție, s-au verificat și reglat injectoarele, s-a pornit motorul și s-a verificat ca diferența de temperatură a gazelor arse din cei 6 cilindri să nu fie mai mare de 10°C .

Odată stabilit regimul termic nominal de funcționare (temperatură ulei, apă) al motorului s-au făcut măsurători de putere, consum orar la turația motorului n [rot/min] de 1000, 1500, 1800 – turație corespunzătoare cuplului maxim, 2000, 2500 și 2800 - turație corespunzătoare puterii maxime, pentru poziția cremalierii $l = 50\%$, 75% și 100% din cursa totală, umiditatea relativă a aerului $\varphi = 55\%$, presiunea atmosferică 755 mmHg și temperatura aerului 10° , 20° , 30° , 40° , 50° și 60°C .

Consumul specific de combustibil se determină volumetric. În timpul probelor concomitent cu citirea consumului de combustibil se cronometrează timpul corespunzător consumării combustibilului dintr-unul din vasele etalonate și se citește temperatura combustibilului pentru a calcula corecția de densitate.

**REZULTATE EXPERIMENTALE OBTINUTE ÎN CONDITIILE
VARIABILITĂȚII PARAMETRIILOR DE STARE AI AERULUI LA INTRARE ÎN
SUFLANTĂ ȘI INTERPRETAREA ACESTORA**

4.1 CONSIDERAȚII GENERALE

Practica a dovedit că presiunea și temperatura aerului aspirat de motor au influență asupra puterii și economicității motoarelor Diesel supraalimentate pentru că prin intermediul grupului turbo-suflantă se modifică temperatura, presiunea și debitul aerului introdus în motor.

Efectul modificărilor condițiilor atmosferice asupra puterii efective se poate evidenția din analiza presiunii medii efective. Puterea efectivă este dată de relația:

$$P_e = \frac{C_e}{c_e} = \frac{m_L / \lambda \cdot L_{th}}{3600} = \frac{m_{L_0} \cdot \eta_v \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot H_i}{3600 \lambda L_{th} \eta_e H_i} \quad (4.1)$$

sau
$$P_e = 60 \cdot i \cdot \frac{V_s \rho_s n}{2} \cdot \frac{\eta_v \eta_i \eta_m H_i}{3600 \lambda L_{th}} \quad [\text{kw}] \quad (4.2)$$

unde: V_s – cilindreea [dm^3]

n – turația arborelui cotit [rot/min]

ρ_s – densitatea aerului după suflantă [kg/dm^3]

H_i – puterea calorică a combustibilului [kJ/kg]

L_{th} – cantitatea teoretică de aer necesară arderii [$\text{kgaer}/\text{kgcomb}$]

m_L – cantitatea reală de aer consumată [$\text{kgaer}/\text{kgcomb}$]

i – nr. de cilindri

η_m – randamentul mecanic al motorului

η_i – randamentul indicat al motorului

η_v – coeficientul de umplere al cilindrului

λ – coeficientul excesului de aer

Puterea efectivă se mai poate calcula cu relația:

$$P_e = 10^4 \frac{P_e V_s i n}{4} \quad [\text{kw}] \quad (4.3)$$

unde p_e – presiunea medie efectivă [daN/cm^2]

Egalând relația (4.2) cu relația (4.3) obținem:

$$p_e = \frac{1}{3 \cdot 10^5} \rho_s \frac{\eta_v \eta_i \eta_m H_i}{\lambda L_{th}} = k \frac{\rho_s \eta_i}{\lambda} \quad (4.4)$$

$$\text{unde } k = \frac{1}{3 \cdot 10^5} \eta_v \eta_m \frac{H_i}{L_{th}}, \text{ constantă}$$

Cercetările [3] făcute asupra câtorva motoare au scos la iveală că modificarea randamentului mecanic (pentru $n = \text{ct}$ și poziția constantă a cremalierii pompei de injecție) este neglijabilă în funcție de condițiile atmosferice, motiv pentru care s-a considerat $\eta_m = \text{ct}$.

Coeficientul de umplere, η_v , în cazul motoarelor supraalimentate este puțin influențabil de variațiile parametrilor de stare atmosferici datorită suflantei. η_v este mai sever influențat de variațiile contrapresiunii după turbină pentru ca contrapresiunea duce la modificarea gradului de purificare a cilindrilor de încărcătura gazelor reziduale.

În ipoteza că aerul în suflantă suferă o transformare adiabatică

$$\rho_s = \rho \left(\frac{p_s}{p} \right)^{\frac{1}{\chi}} \quad (4.5)$$

χ - coeficientul adiabatic al aerului

Relația (4.4) devine:

$$p_e = k \frac{\eta_i}{\lambda} \rho \left(\frac{p_s}{p} \right)^{\frac{1}{\chi}} \quad (4.6)$$

Ar trebui lucrat cu transformarea politropică dar din cauză că schimbul de căldură și pierderile gazodinamice sunt foarte greu de modelat teoretic trebuie recurs la experiment, astfel că coeficientul politropic va fi propriu situației specifice rezultatelor experimentale.

Analizând relația (4.6), s-a verificat experimental modul cum influențează parametrii de stare atmosferici presiunea medie efectivă, prin factorii η_i , λ , ρ și p_s / p .

Pentru a ușura studiul influenței condițiilor atmosferice s-a folosit metoda de reglaj “menținerea constantă a cantității de combustibil injectată” la turație constantă.

4.2. INFLUENȚA PRESIUNII ATMOSFERICE (p)

Prin menținerea constantă a debitului de combustibil injectat la 50%, 75% și 100% din sarcina plină s-au făcut cercetări la turații de 1000, 1500, 1800 (turație la care se realizează cuplul maxim), 2000, 2500 și 2800 (turația nominală) [rot⁻¹].

Valorile măsurate pentru depresiuni ale aerului la aspirație de 0, 15, 45, 75, 105, 135 și 165 mmHg sunt prezentate în anexele 1, 2 și 3.

La o primă apreciere a relației (4.6) s-ar părea că cantitatea de aer care intră în cilindru se micșorează, adică s-ar micșora coeficientul excesului de aer λ , s-ar înrăutăți arderea, ar scăde randamentul indicat, ar crește temperatura gazelor de ardere, ar apare fumul la evacuare.

În realitate, reprezentările grafice (fig. 4.1) ale valorilor măsurate au scos în evidență ca presiunea de supraalimentare rămâne aproximativ constantă și implicit coeficientul excesului de aer λ rămâne aproximativ constant.

Dacă mergem mai departe cu analiza fenomenului că presiunea de supraalimentare rămâne aproximativ constantă, rezultă că raportul de comprimare în suflantă $\pi = p_s/p$ se majorează dacă presiunea atmosferică scade, ceea ce înseamnă că echilibrul de putere dintre turbină și compresor se instalează la o turație mai mare a agregatului de supraalimentare (apare condiția limită).

Din analiza tabelelor cu măsurători se mai constată că puterea se modifică relativ puțin. Acest lucru se explică astfel: dacă considerăm că raportul $(\eta_i / \lambda) \cong ct$, presiunea medie efectivă

devine o funcție de relația $\rho \left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{\lambda}}$ (vezi relația 4.6). \uparrow

Această dependență nu este însă direct proporțională pentru că prin micșorarea lui ρ în cazul micșorării presiunii atmosferice crește raportul $\left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{1}{\lambda}}$.

În fig. 4.1 este prezentată dependența parametrilor măsurați și calculați în funcție de presiunea atmosferică.

Se constată că dacă presiunea barometrică scade la 0,78 din valoarea inițială, în cazul m.a.c. supraalimentate fără răcire intermediară puterea efectivă se micșorează cu circa 5% indiferent de sarcina de încărcare.

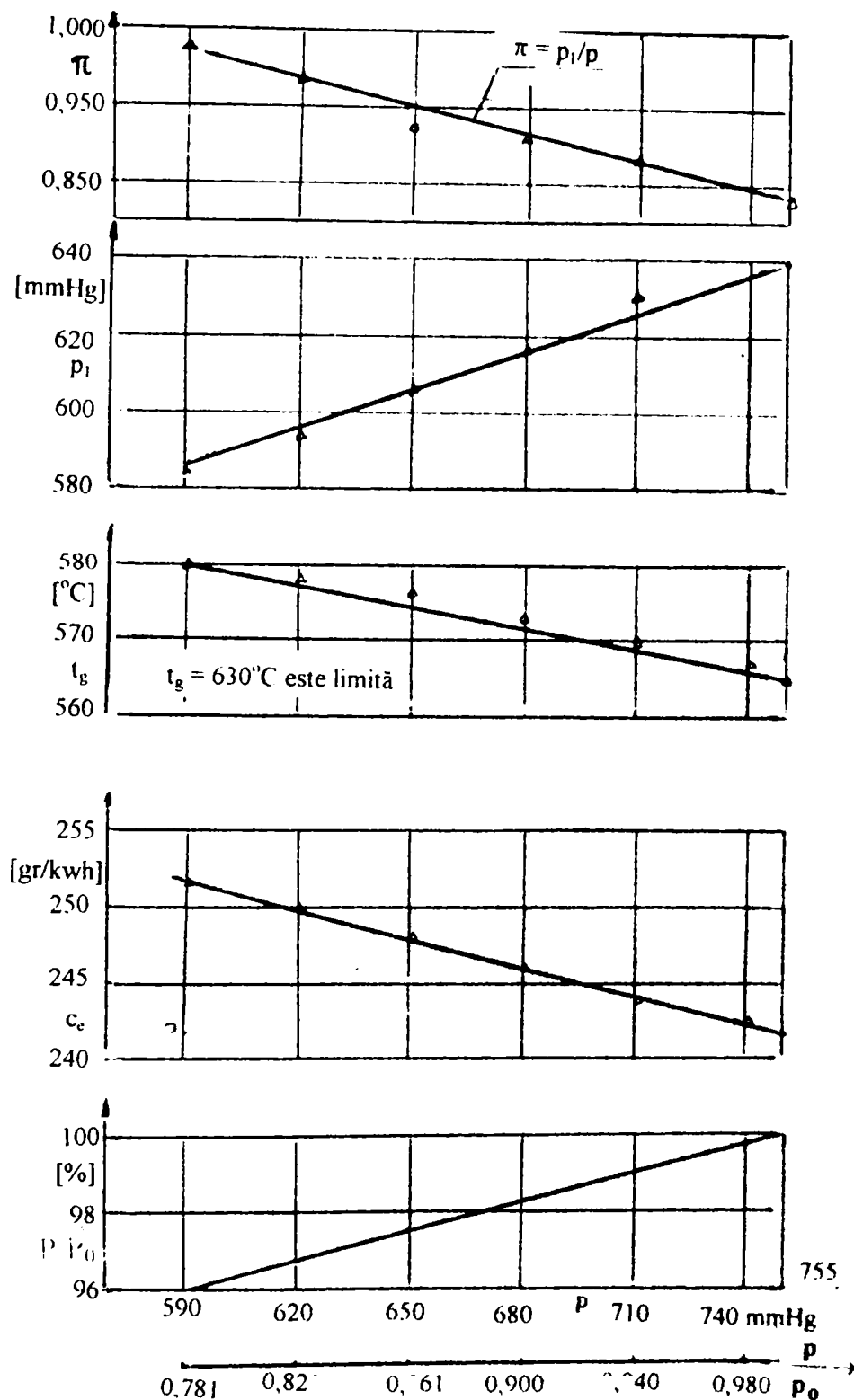


Fig. 4.1

Parametrii de funcționare ai motorului în funcție de presiunea atmosferică cu cremaliera în sarcină plină (100%), $t_0 = 2^{\circ}$ C, $\varphi = 55\%$, $n = 2800 \text{ min}^{-1}$

Pericolul care apare este cel al creșterii turației turbosuflantei peste limitele tehnologice la turația nominală și cel al creșterii temperaturii gazelor de ardere la turații mai mici decât turația motorului corespunzător cuplului maxim.

Din măsurătorile prezentate în anexa 1, se observă că la turația motorului de 1500 min^{-1} , dacă presiunea atmosferică scade sub 705 mmHg , temperatura gazelor de ardere depășește limita de funcționare a motorului de 630° C. Pentru a proteja motorul se impune exploatarea motorului la o turație mai mare sau cel mult egală cu turația nominală. Pentru a proteja motorul se impune exploatarea motorului la o turație mai mare sau cel mult egală cu turația de cuplu constant sau o limitare de turație minimă.

4.3. INFLUENȚA TEMPERATURII ATMOSFERICE

Măsurătorile (anexele 4, 5 și 6) arată că la o poziție constantă a cremalierii, odată cu creșterea temperaturii aerului aspirat de suflantă, t , presiunea aerului de supraalimentare, p_1 , scade, suflanta vehiculează o masă de aer mai mică din cauza densității mai mici a aerului. Acest lucru este verificat și de relația:

$$C_a = V_s \rho_s \eta_v = V_s \frac{p_s}{R T_s} \eta_v \quad (4.7)$$

unde

$$t_s = \frac{t + (t + 273)(\pi^{0,286} - 1)}{\eta_{ad}} \quad \text{din [12]} \quad (4.8)$$

$\eta_{ad} \cong 0,8$ randamentul adiabatic al suflantei

$\pi = p_s/p$ raport de creștere a presiunii în suflantă

Tot din măsurători se observă că puterea scade, consumul specific efectiv de combustibil crește, acest lucru explicându-se prin micșorarea coeficientului excesului de aer cu efect asupra majorării gradului de fum.

Creșterea temperaturii gazelor arse la intrare în turbină se datorează scăderii coeficientului excesului de aer și creșterii temperaturii aerului la intrare în suflantă. În continuare, din cauza temperaturii gazelor majorată la evacuare se produce o marire a turației grupului de supraalimentare, explicabilă printr-o cădere termică adiabatică mărită. Temperatura gazelor arse la evacuare din cilindrii apare ca limită de funcționare imusă de sollicitările termice.

Presiunea de supraalimentare micșorându-se cu creșterea temperaturii aerului aspirat are ca efect micșorarea presiunii de la sfârșitul comprimării și mai departe scade și presiunea maximă de ardere.

Pericolul care apare este cel al creșterii temperaturii gazelor arse din cilindrii (cresc și sollicitările termice), creșterii gradului de fum și în ultima etapă de funcționare a motorului creșterea turației grupului de supraalimentare.

La turații mici, în sarcină plină motorul este sollicitat termic pentru că temperatura gazelor arse atinge valoarea limită de temperatură de 630°C . Din tabelul prezentat în anexa 4 reiese că motorul încercat, tip 798-05, nu poate fi utilizat la turația de cuplu maxim din motive de siguranță pentru temperaturi ale aerului la aspirație peste 40°C .

Parametrii evidențiați în anexele 4, 5 și 6 sunt reprezentați grafic în fig. 4.2.

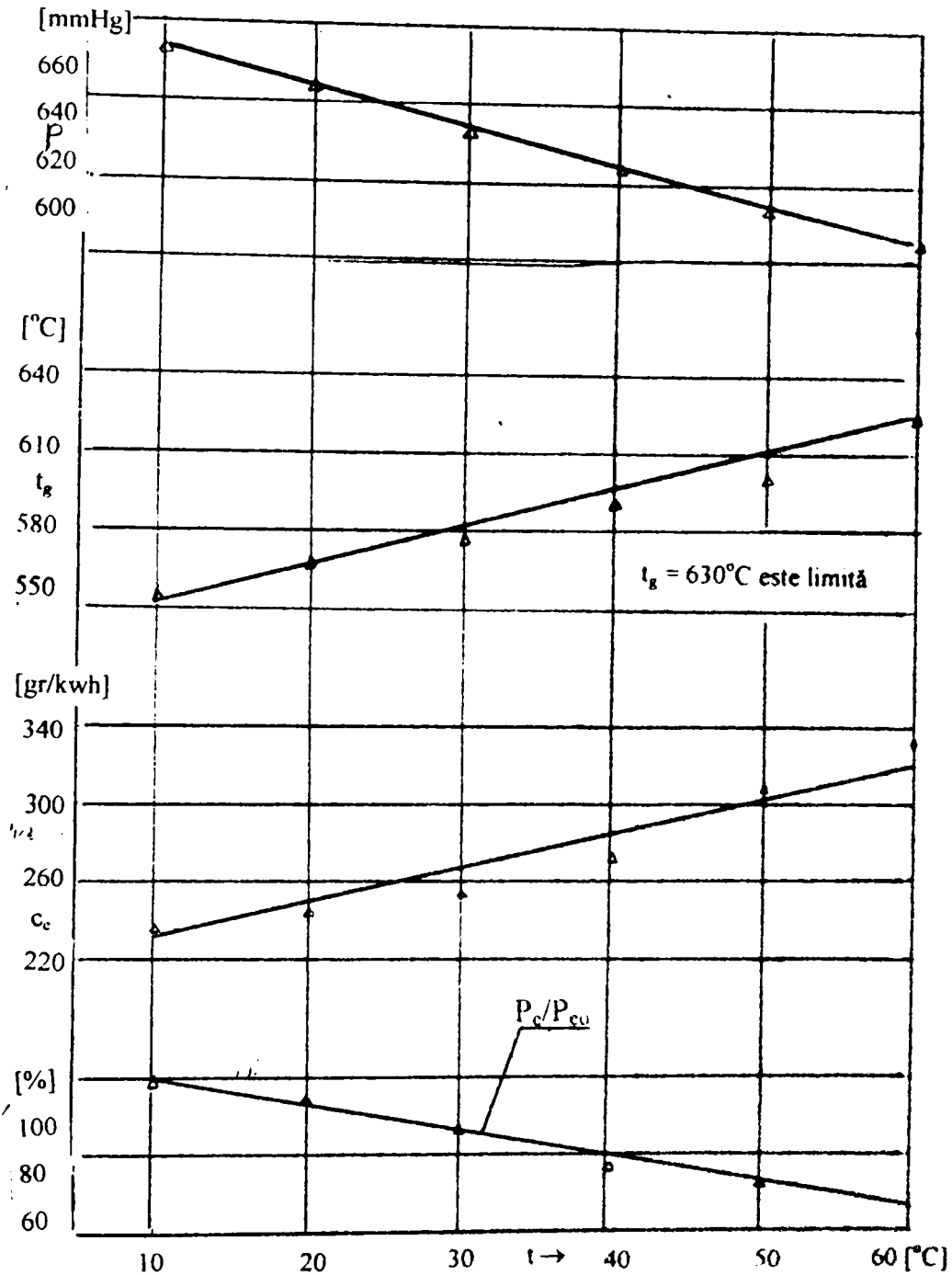


Fig. 4.2 – Parametrii de funcționare ai motorului supraalimentat 798-05, în funcție de temperatura aerului atmosferic la poziția constantă a cremalierei în sarcină plină (100%), $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$, $\varphi = 55\%$.

4.4. INFLUENȚA UMIDITĂȚII AERULUI

Aerul atmosferic aspirat de motor poate să conțină și picături foarte fine de apă sau vapori de apă. Efectul în ambele cazuri este că vaporii ocupă un volum ceea ce duce la înrăutățirea umplerii cilindrului motorului. Influențele asupra puterii și economicității motorului sunt nesemnificative.

4.5. INFLUENȚA PRESIUNII, TEMPERATURII ȘI UMIDITĂȚII AERULUI ATMOSFERIC. ASUPRA INDICILOR DE PERFORMANȚĂ AI MOTOARELOR DIESEL SUPRAALIMENTATE

Măsurătorile au scos în evidență că condițiile atmosferice variabile au influență asupra parametrilor (putere, consum specific de combustibil, temperatura gazelor de ardere, coeficientul excesului de aer, etc.) motoarelor Diesel supraalimentate cu turbosuflantă, influență la care un rol important îl are interacțiunea motor-turbosuflantă.

De exemplu, pentru aceeași metodă de reglaj a motorului, menținerea constantă a cantității de combustibil injectat, influența presiunii atmosferice în cazul motoarelor nesupraalimentate și supraalimentate cu turbosuflantă este diferită și anume la prima grupă de motoare toți parametrii se modifică (lucru ușor previzibil), pe când la cele cu turbosuflantă influența este următoarea: puterea P_e , consumul specific de combustibil c_e , presiunea aerului după suflantă p_s rămân aproape constante, iar alți parametri ca de exemplu temperatura gazelor arse la evacuare t_{g1} , turația și raportul de compresie al suflantei se modifică.

✖ Influența celui alt parametru atmosferic, temperatura, este în același mod la ambele tipuri de motoare.

✓ Interacțiunea dintre motor și turbina constituie cauza fenomenelor prezentate mai sus. De aceea prezentarea teoretică pe baza legilor generale ale termodinamicii privind corectarea puterii și economicității motoarelor Diesel supraalimentate cu turbosuflantă constituie un proces foarte greu de rezolvat.

Rezolvarea în acest caz se poate finaliza numai dacă se face o conlucrare a rezultatelor teoretice cu cele experimentale și anume: se verifică experimental rezultatele deduse pe baze teoretice sau se prelucrează termodinamic rezultatele.

Folosirea verificării experimentale a rezultatelor deduse pe baze teoretice contribuie la amplificarea sistemului de formule stabilite teoretic prin determinarea cifric a unor constante specifice tipului de motor care intră în formulele de calcul precum și la stabilirea domeniului de dispersie a erorilor.

✚ În concluzie, pentru a asigura o durabilitate mare a motorului, este necesar a se preciza puterea efectivă limită pentru o turație dată în funcție de condițiile climaterice de referință. Astfel, pentru metoda de reglaj utilizată, menținerea constantă a cantității de combustibil injectată, s-a reprezentat grafic dependența dintre parametrii de funcționare și parametrii de stare (fig. 4.3 pentru temperatură variabilă la aspirație, fig. 4.4 pentru presiune variabilă la aspirație).

Cunoscând dependența dintre parametrii de funcționare ai motorului și parametrii de stare atmosferici se corelează caracteristicile motorului.

Reprezentările grafice din fig. 4.3 și 4.4 ne arată clar că pentru a elimina solicitarea termică a motorului cu efecte de deteriorare a pieselor motorului (supape, piston, segmenti cilindru, etc.) este indicat a se exploata motorul peste turația de cuplu maxim la sarcini de încărcare totală.

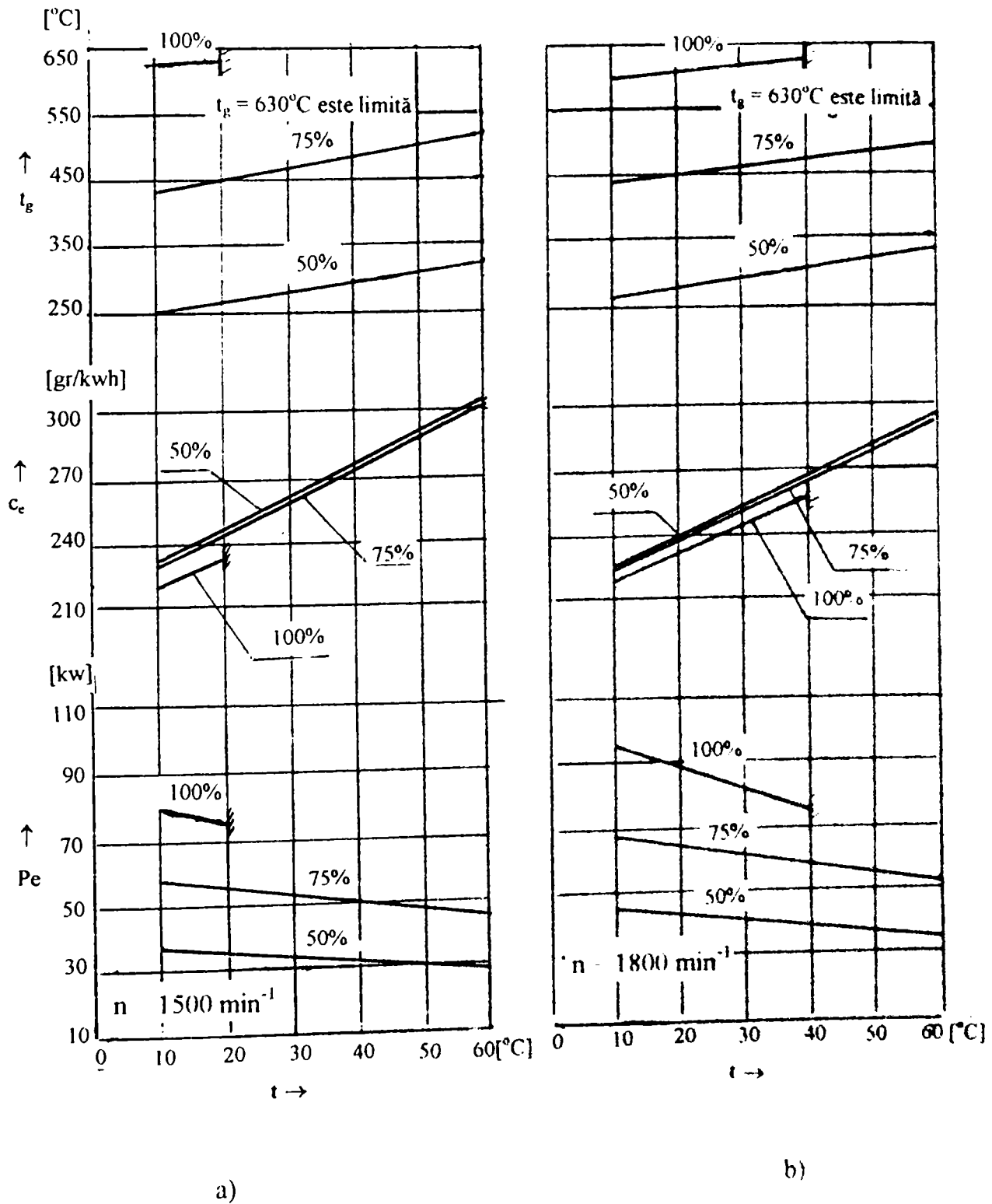


Fig. 4.3 Parametrii de funcționare ai motorului 798-05 în funcție de temperatura aerului la aspirație la poziția constantă a cremalierii pentru sarcina de $l_1 = 100\%$; $l_2 = 75\%$; $l_3 = 50\%$
 a) pentru $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ b) pentru $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, turație la care se realizează cuplul maxim

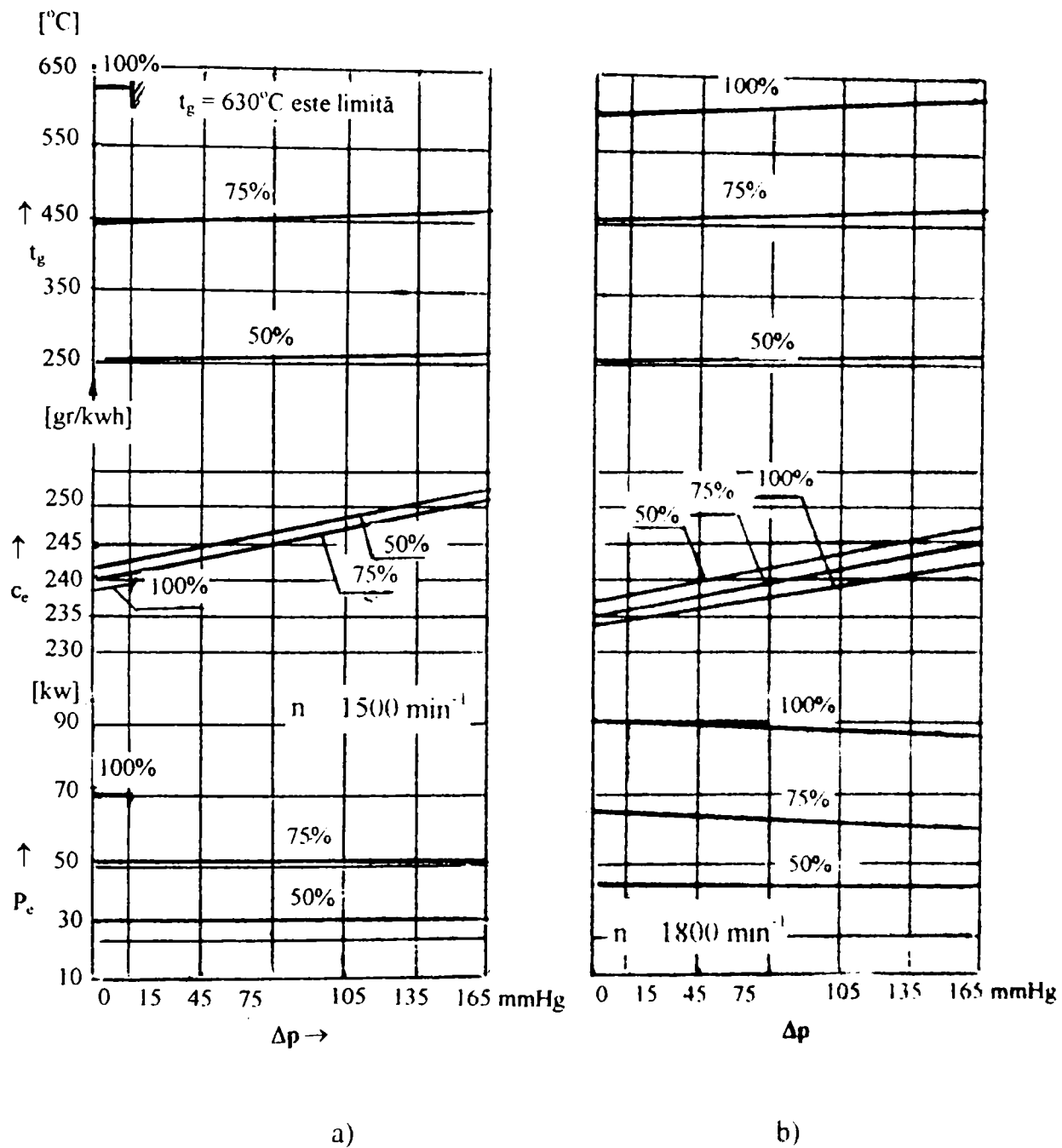


Fig. 4.4 Parametrii de funcționare ai motorului 798-05 în funcție de presiunea aerului la aspirație la poziția constantă a cremalierii pentru sarcina de $l_1 = 100\%$; $l_2 = 75\%$; $l_3 = 50\%$

a) pentru $n = 1500 \text{ min}^{-1}$

b) pentru $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, turație la care se realizează cuplul maxim

4.6. ELEMENTE PRIVIND PRECIZIA DE MASURARE LA ȘTANDUL DE PROBĂ A PARAMETRILOR FUNCȚIONALI AI MOTORULUI

4.6.1. Precizia de măsurare a turației

Pentru măsurarea turației motorului s-a folosit tahometrul Hassler având clasa de precizie $\gamma = 0,1\%$.

La stabilirea preciziei de măsurare, pe lângă performanțele metrologice ale aparatului trebuie să se aibă în vedere și erorile de citire. S-a considerat că prin citire s-a apreciat destul de bine jumătate din valoarea unei diviziuni a scării respective, care este de 1 div \rightarrow 1 rot/min (notăm div. = 1 rot/min).

Eroarea absolută rezultă din relația:

$$\delta_n = \pm \left(\frac{\gamma \cdot n}{100} + \frac{\text{div}}{2} \right) \quad (4.9)$$

înlocuind obținem:

$$\delta_n = \pm \left(\frac{0,1}{100} \cdot 2800 + \frac{1}{2} \right) = \pm 3,3 \text{ rot/min} \quad (4.10)$$

unde cifra 2800 reprezintă turația maximă măsurată.

Eroarea relativă:

$$\overline{\delta}_n = \pm \frac{\delta_n}{n} \cdot 100 = \pm \frac{3,3}{2800} \cdot 100 = \pm 0,118\% \quad (4.11)$$

4.6.2. Erori introduse de inexactități la lungimea brațului frânei

Lungimea brațului frânei conform documentației este $l = (350 \pm 0,2)\text{mm}$.

Eroarea de lungime a brațului, determinată de execuție și montaj, se apreciază prin relația:

$$\delta_l = \frac{\Delta l}{l} \cdot 100 = \frac{0,2}{350} \cdot 100 = 0,057\% \quad (4.12)$$

$$\Delta l = A_s = A_i = 0,2$$

unde: A_s , A_i – abaterea superioară și inferioară a lungimii brațului.

Eroarea absolută:

$$\overline{\delta}_l = \pm \frac{\Delta l / l}{l} \cdot 100 = \pm \frac{0,057}{350} \cdot 100 = \pm 0,015\% \quad (4.13)$$

4.6.2 Precizia de masurare a forței de frânare

Cântarul folosit, tip MB-Q-02/20, produs al S.C."Balanța" S.A. Sibiu, are domeniul de măsurare a forței 0 – 100 kgf și valoarea unei diviziuni a scării pe domeniu de 1 kgf.

Pentru determinarea performanțelor metrologice se are în vedere clasa de precizie a cântarului $\gamma = 1\%$ și erorile de citire (s-a apreciat că jumătate din valoarea unei diviziuni se citește bine).

Eroarea absolută:

$$\delta_F = \pm \left(\frac{\gamma}{100} F_{\max} + \frac{\text{div}}{2} \right) = \pm \left(\frac{1}{100} \cdot 100 + \frac{1}{2} \right) = \pm 1,5 \text{ kgf} \quad (4.14)$$

div – valoarea unei diviziuni care este de 1kgf

$F_{\max} = 100$ kgf, forța maximă măsurată

Eroarea relativă:

$$\bar{\delta}_F = \pm \frac{\delta_F}{F_{\max}} \cdot 100 = \pm \frac{1,5}{100} \cdot 100 = \pm 1,5\% \quad (4.15)$$

4.6.3. Precizia de măsurare a puterii efective

Puterea efectivă a motorului a fost măsurată cu o frână hidraulică de tipul Fronde cu reglare în contrapresiune.

Măsurarea momentului motor se realizează astfel (fig. 4.5): prin antrenarea rotorului cu raza r , ca urmare a frecării ce ia naștere în interiorul frânei, carcasa tinde să fie rotită cu un moment egal cu momentul motorului încercat; pentru a împiedica această rotire pe carcasă s-a fixat un braț de lungime nominală $l = 350$ mm, la capătul căruia se opune o forță F de către balanță, forța a cărei valoare se citește pe cadranul balanței în kgf.

Cu notațiile din figură, momentul motor rezultă din ecuația de echilibru:

$$M_e = k r = 2F l \quad (4.16)$$

Puterea absorbită de frână, reprezentând puterea efectivă P_e dezvoltată de motor, se calculează cu relația:

$$P = 9,81 \cdot 2F \cdot l \cdot \frac{\pi n}{30} \quad [w] \quad (4.17)$$

unde: n [min^{-1}] – turația motorului.

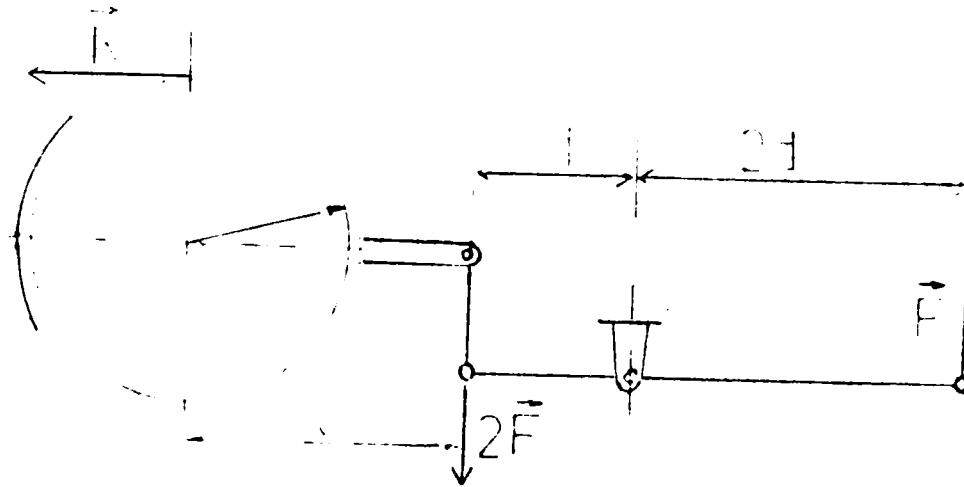


Fig. 4.5.

Domeniul de funcționare al motorului se află în domeniul caracteristic al frânei standului $P_f = f(n)$.

Pentru a calcula precizia de măsurare a puterii efective efectuăm operațiile:

-logaritmăm relația (4.17):

$$\ln P = \ln \frac{2 \cdot 9,81 \cdot \pi}{30} + \ln F + \ln l + \ln n \quad (4.18)$$

-diferențiem

$$\frac{dP}{P} = \frac{dF}{F} + \frac{dl}{l} + \frac{dn}{n} \quad (4.19)$$

-treccm de la cantități infinite mici la cantități finite mici:

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{\Delta F}{F} + \frac{\Delta l}{l} + \frac{\Delta n}{n} \quad (4.20)$$

Așadar, eroarea totală are valoarea:

$$\overline{\delta_{P_e}} = \pm \sqrt{\delta_F^2 + \delta_l^2 + \delta_n^2} = \pm \sqrt{1,5^2 + 0,015^2 + 0,118^2} = \pm 1,5\% \quad (4.21)$$

4.6.4 Precizia de măsurare a consumului specific efectiv de combustibil

Determinarea consumului specific de combustibil s-a făcut folosind metoda volumetrică. Instalația, conform fig. 4.6, constă din două vase din sticlă de capacitate 0.3 l și 0.6 l, așezate unul deasupra celuilalt în poziție verticală. Legătura dintre ele este realizată printr-un tub de sticlă de diametru $\phi 8$ mm.

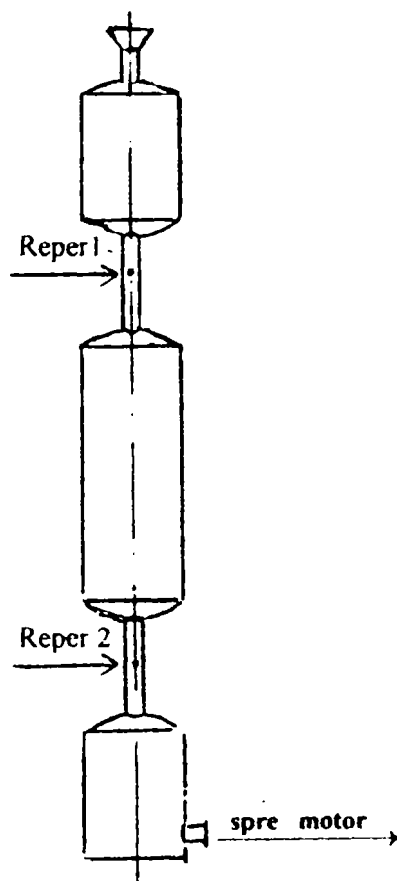


Fig. 4.6

Pentru a cunoaște ce cantitate masică de combustibil se găsește între cele 2 repere fixate pe tuburile de legătură ale vasului utilizat, în prealabil s-a făcut o etalonare a vasului, în prealabil s-a făcut o etalonare a vasului ținând cont și de temperatura combustibilului.

D.p.d.v. al erorilor se poate aprecia că acestea pot fi:

- a) erori de abatere de volum la etalonare a rezervorului;
- b) erori de paralax la repere;
- c) erori privind reacția de pornire și oprire a cronometrului;
- d) erori de măsurare ale cronometrului determinate de performanțele metrologice ale acestuia;
- e) erori datorate modificării densității combustibilului cu temperatura și dilatării volumice a vasului (pentru că s-a menținut temperatura de etalonare se poate aprecia că nu este eroare).

În legătură cu abaterea de volum între cele două repere la etalonare s-au făcut mai multe măsurări obținându-se o medie $\Delta V = 3 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.

$$\delta_v \% = \frac{\Delta V}{V} 100 = \frac{3 \cdot 10^{-6}}{6 \cdot 10^{-4}} 100 = 0,5\% \quad (4.22)$$

unde $V = 6 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$, volumul vasului.

Observarea nivelului lichidului la atingerea reperului pe tubul de legătură s-a făcut perpendicular pe tub. După mai multe umpleri și goliri ale vasului utilizat s-a constatat o eroare de paralax la repera a volumului de combustibil $\Delta V_p = 6,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$.

Eroarea de paralax

$$\delta_p = \frac{\Delta V_p}{V} 100 = \frac{6,5 \cdot 10^{-6}}{6 \cdot 10^{-4}} 100 = 1,08\% \quad (4.23)$$

Pornirea și oprirea cronometrului presupune o îndemânare care depinde de persoana în cauză. S-a constatat că timpul de reacție este de $\Delta\tau = 0,5 \text{ sec}$, pentru un timp măsurat de $\tau = 75$ secunde.

Eroarea corespunzătoare:

$$\delta_{\tau_1} \% = \frac{\Delta\tau}{\tau} \cdot 100 = \frac{1}{75} \cdot 100 = 0,65\% \quad (4.24)$$

Cronometrul având clasa de precizie 0,1% și valoarea unei diviziuni a scării de 1 sec, eroarea relativă este;

$$\delta_{\tau_2} = \frac{0,1}{75} + \frac{1}{75} \cdot 100 = 0,766\% \quad (4.25)$$

Consumul orar:

$$C_h = \frac{V \cdot \rho}{\tau} \cdot 3600 \text{ [kg/h]} \quad (4.26)$$

Logaritmăm relația:

$$\ln C_h = \ln 3600\rho + \ln V - \ln \tau \quad (4.27)$$

Diferențiem:

$$\frac{dC_h}{C_h} = \frac{dV}{V} - \frac{d\tau}{\tau}$$

În continuare trecem de la cantități infinite mici la cantități finite mici:

$$\frac{\Delta C_h}{C_h} = \frac{\Delta V}{V} - \frac{\Delta\tau}{\tau} \quad (4.28)$$

Eroarea totală pentru consumul orar este:

$$\delta_{C_h} = \sqrt{(\bar{\delta}_v + \bar{\delta}_p)^2 + (\bar{\delta}_{\tau_1} + \bar{\delta}_{\tau_2})^2} = \sqrt{(0,5 + 1,08)^2 + (0,65 + 0,766)^2} = 2,12\% \quad (4.29)$$

Pentru a determina precizia de măsurare a consumului specific de combustibil, c_e , apelăm la relația de calcul a acestei mărimi:

$$c_e = 10^3 \frac{C_h}{P_e} \text{ [gr / Kwh]} \quad (4.30)$$

Logaritmăm:

$$\ln c_e = \ln 10^3 + \ln C_h - \ln P_e \quad (4.31)$$

Diferențiem:

$$\frac{dc_e}{c_e} = \frac{dC_h}{C_h} - \frac{dP_e}{P_e} \quad (4.32)$$

Cu aproximație, relația se poate scrie și sub formă de cantități finite mici:

$$\frac{\Delta c_e}{c_e} = \frac{\Delta C_h}{C_h} - \frac{\Delta P_e}{P_e} \quad (4.33)$$

Eroarea totală este:

$$\delta_{c_e} = \sqrt{\delta_{C_h}^2 + \delta_{P_e}^2} = \sqrt{2,12^2 + 1,5^2} = 2,59\% \quad (4.34)$$

4.7. CONCLUZII PRIVIND REZULTATELE EXPERIMENTALE OBTINUTE

Programul de cercetare a cuprins măsurarea temperaturii gazelor de ardere, a aerului, a apei de răcire, a turației motorului, a presiunii aerului la aspirație în suflantă, după suflantă precum și presiunea gazelor de ardere înainte și după suflantă și alte măsurători

În timpul experimentării s-a avut în vedere ca motorul să funcționeze în regim termic normal. Acest lucru a fost realizat prin intermediul unui răcitor cu apă (s-a înlocuit radiatorul motorului) montat în circuitul de răcire al motorului.

Măsurătorile s-au făcut la circa 15 minute după ce s-a stabilizat regimul termic și s-a încărcat frâna hidraulică până la valoarea care să-i asigure motorului turația stabilă dorită

Ținând cont că volumul rezervorului tampon montat în circuitul de aspirație a aerului depășește consumul de aer al motorului în plină sarcină pentru circa 3 secunde, presiunea totală este aproximativ egală cu presiunea statică.

Același lucru se poate afirma și despre rezervorul tampon montat în circuitul gazelor de ardere, după turbină.

Aceste măsuri au dus la înregistrarea unui număr mic de măsurători eronate.

Au fost și situații când motorul fiind încercat prin modificarea parametrilor de stare ai aerului s-a ajuns la limita de funcționare (de ex. $t_g = 630^{\circ}\text{C}$). În această situație, pentru protecția motorului s-a întrerupt încercarea respectivă.

În concluzie, prelucrarea ulterioară a rezultatelor a scos în evidență că măsurătorile s-au făcut în limitele preciziei de măsurare calculate.

EVALUAREA CANTITATIVĂ A FACTORILOR DE CORECȚIE A PUTERII EFECTIVE ÎN CAZUL MOTOARELOR DIESEL TURBOSUPRAALIMENTATE FUNCȚIONÂND ÎN CONDIȚIILE DE MEDIU AMBIANT DIFERITE DE CONDIȚIILE STANDARD

5.1. ABILITAREA RELAȚIILOR CONSACRATE PENTRU EVALUAREA FACTORILOR DE CORECȚIE PENTRU CLASA DE MOTOARE DE PUTERI MICI TURBOSUPRAALIMENTATE CU INECȚIE DIRECTĂ

5.1.1. Determinarea factorilor de corecție a puterii efective, a consumului specific de combustibil și stabilirea veridicității acestora pentru relațiile propuse de K. Zinner.

În capitolul 2 sunt prezentate relațiile 2.1. și 2.2. propuse de K. Zinner în legătură cu determinarea factorilor de corecție a puterii și consumului specific al motoarelor supraalimentate fără răcirea aerului.

Pentru a stabili veridicitatea acestora, fiind în posesia unor măsurători pe stand, considerăm temperatura aerului la aspirație $t_0 = 20\text{ }^\circ\text{C}$ și presiunea aerului în exteriorul standului 755 mmHg, respectiv 740 mmHg la intrare în suflantă ($\Delta p = 15\text{ mmHg} \cong \text{mmH}_2\text{O}$) căderea de presiune în filtrul de aer, conducte de legătură, coturi) și umiditatea aerului $\varphi = 55\%$

Deosebirea în ceea ce privește valoarea parametrilor de stare considerați standard de K. Zinner și cei acceptați de autor se referă la presiunea aerului atmosferic $p_0 = 760\text{ mmHg}$ și $\varphi = 60\%$.

Randamentul mecanic garantat de întreprinderea constructoare este $\eta_m = 0,85$, valoare care rămâne constantă cu modificarea parametrilor de stare ai aerului aspirat de suflantă.

Se menține același parametru limită constant și anume "aceeași cantitate de combustibil injectată (C_h)" pentru care admitem, din tab. 2.1. și tabelul 2.2., $m = 0,2$ respectiv $n = 0,6$. Admitem și pentru coeficientul α valoarea $\alpha = 0,07$.

În acest caz funcția de corecție a puterii propusă de K. Zinner are expresia:

$$k = 1 - \frac{1 - \left(\frac{P}{P_0}\right)^m \left(\frac{T_0}{T}\right)^n}{\eta_m} (1 - \alpha) \quad (5.1.)$$

În funcție de temperatură, valorile lui k sunt prezentate în tabelul 5.1 iar în funcție de presiune în tabelul 5.2.

Tabelul 5.1.

$\varphi = 55\%$, condiția ca $p = p_0$						
T [°K]	283	$T_0 = 293$	303	313	323	333
k_t [-]	1,0244	1	0,9768	0,9548	0,9339	0,9140

Tabelul 5.2.

$\varphi = 55\%$, condiția ca $t = t_0 = 20^\circ\text{C}$							
p [mmHg]	$p_0 = 755$	740	710	680	650	620	590
k_p [-]	1	0,9953	0,9857	0,9759	0,9650	0,9550	0,9440

Corecțiile k_t și k_p sunt definite de relațiile:

$$k_t = \frac{P_0 \pm \Delta P_t}{P_0}, \text{ respectiv } k_p = \frac{P_0 \pm \Delta P_p}{P_0} \quad (5.2.)$$

$$\text{Cu aproximație } k = \frac{P}{P_0} \cong \frac{P_0 \pm \Delta P_t \pm \Delta P_p}{P_0} = k_t + k_p - 1 \quad (5.3.)$$

unde $\pm \Delta P_t = P - P_0$, când numai parametrul temperatura se modifică

$\pm \Delta P_p = P - P_0$ când numai parametrul presiune se modifică.

Calculând pe k cu relația (5.1.) și apoi cu relația (5.3.), pentru cazul temperatură maximă ($t = 60^\circ\text{C}$) și presiune minimă ($p = 590 \text{ mmHg}$) a aerului aspirat, eroarea de calcul este sub 0,25%.

S-a făcut această remarcă pentru că măsurătorile pe standul de încercat s-au făcut menținând un parametru constant și modificându-l pe celălalt, în final calculându-se coeficientul de corecție pentru aceste soluții.

In figura 5.1. s-au prezentat grafic dependențele $k_t = f(t)$ și $k_p = f(p)$

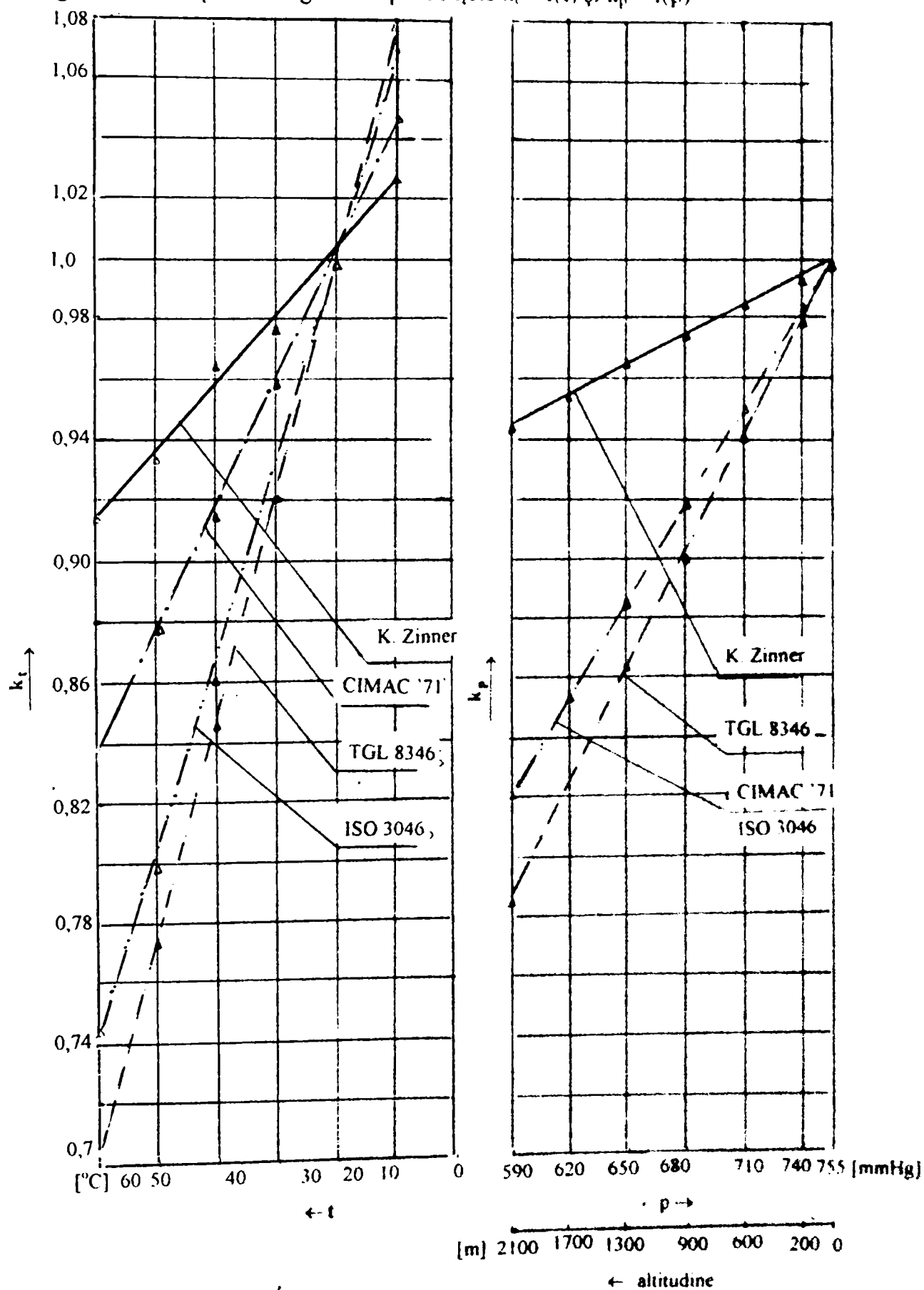


Fig. 5.1

- a) coeficientul de corecție al puterii la temperatură constantă a aerului aspirat $k_t = f(t)$
 b) coeficientul de corecție al puterii la presiune constantă a aerului aspirat $k_p = f(p)$

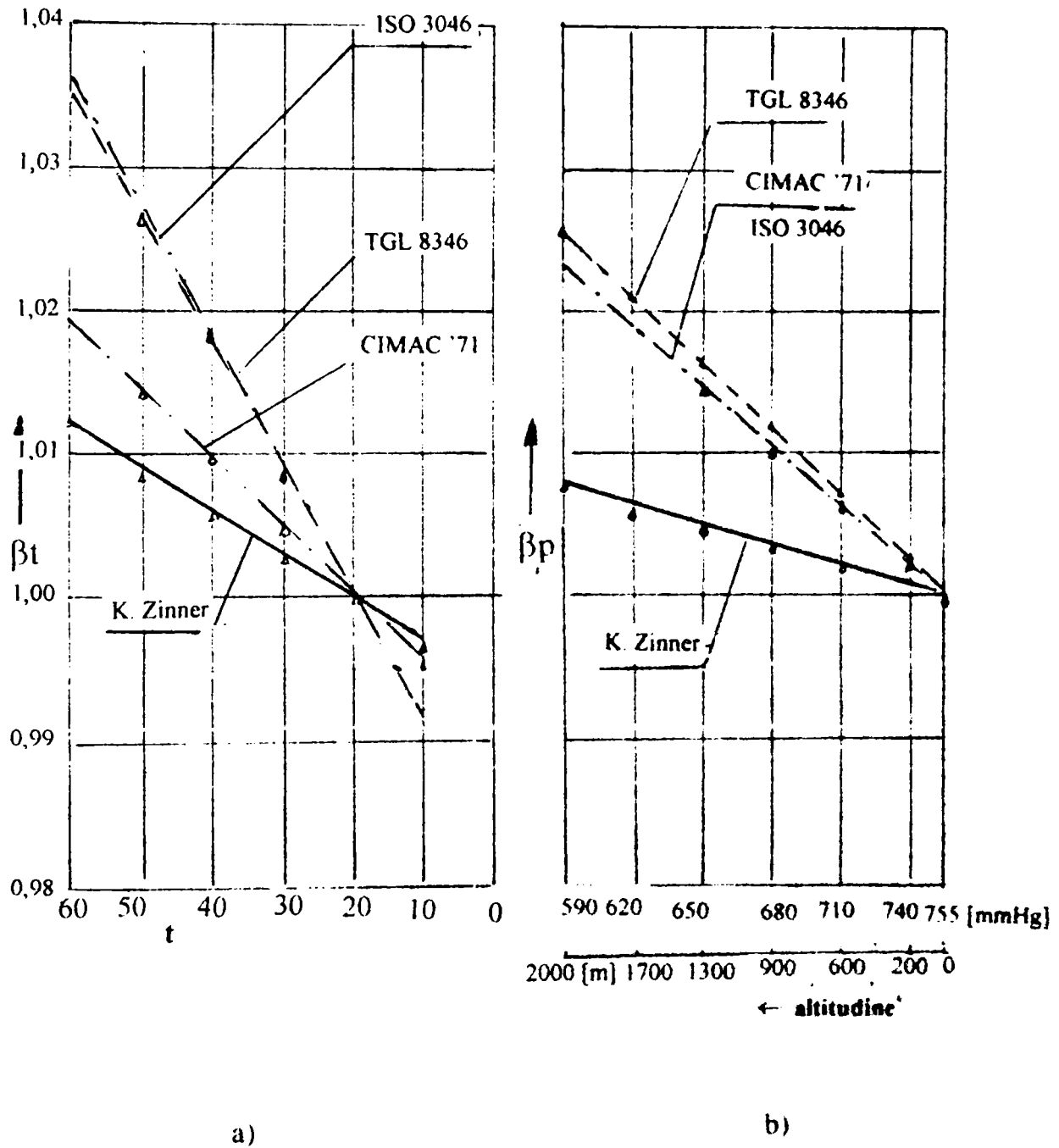


Fig. 5.2.

a) coeficientul de corecție al consumului specific de combustibil la temperatură constantă a aerului aspirat $\beta_t = f(t)$

b) coeficientul de corecție al consumului specific de combustibil la presiune constantă a aerului aspirat $\beta_p = f(p)$.

În legătură cu consumul specific de combustibil, K. Zinner propune relația (2.2.) Funcția de corecție are expresia:

$$\beta = \left(\frac{p}{p_0}\right)^m \left(\frac{T_0}{T}\right)^n \frac{P_{e0}}{P_e} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^m \left(\frac{T_0}{T}\right)^n \frac{1}{k_z} \quad (5.4)$$

În tabelele 5.3. și 5.4. sunt trecute valorile pentru coeficientul β la temperatură și presiune constantă.

Tabelul 5.3

$\varphi = 55\%$, condiția ca $p = p_0$						
T [°K]	283	$T_0 = 293$	303	313	323	333
$(\beta_2)_t$	0,997	1	1,003	1,006	1,009	1,013

Tabelul 5.4.

$\varphi = 55\%$, condiția ca $t = t_0 = 20^\circ\text{C}$							
p [mmHg]	$p_0 = 755$	740	710	680	650	620	590
$(\beta_2)_p$	1	1,0006	1,002	1,003	1,005	1,006	1,008

Tinând cont de relația (5.3.), relația (5.4.) devine:

$$\beta \cong \left(\frac{p}{p_0}\right)^m \left(\frac{T_0}{T}\right)^n \frac{1}{k_t + k_p - 1} \quad (5.5.)$$

Valorile din tabelele de mai sus sunt interpretate grafic în figura 5.2.

În lucrarea [12], K. Zinner apreciază că relațiile preconizate pentru corectare nu aproximează valoarea calculată față de cea reală în aceeași măsură pentru toate tipurile de motoare.

5.1.2. Determinarea factorilor de corecție a puterii efective, a consumului specific efectiv de combustibil și stabilirea veridicității acestora pentru relațiile preconizate de recomandarea TGL 8346 fila 5 (Mai 1968), recomandarea CIMAC 1971 și standardul internațional ISO 3046/1-1975.

Relațiile de calcul folosite de cele două recomandări și standardul internațional sunt identice (vezi relațiile 2.30, 2.31 și 2.32.). Deosebiri constau în valoarea coeficienților (vezi tab. 2.7.).

La întocmirea relațiilor au stat studiile și cercetările efectuate de F.A.F. Smidt.

Tinând cont că pierderile mecanice rămân aproximativ constante în raport cu modificarea parametrilor de stare ai aerului, randamentul mecanic $\eta_m = \text{ct.}$ (s-a luat în calcul $\eta_m = 0,85$, valoare dată de întreprinderea constructoare).

S-a întocmit tabelul 5.5. în care s-au trecut valorile coeficientului de corecție a puterii k_t prin menținerea temperaturii și umidității relative constante, și tabelul 5.6. în care s-au trecut valorile coeficientului de corecție a puterii k_p , prin menținerea presiunii și umidității relative a aerului aspirat constante.

Numai recomandarea TGL 8346, în relația de calcul ține cont și de umiditate.

Coeficientul de corecție a puterii k_t

Tabelul 5.5

Condiție impusă: $p = p_0 = 755 \text{ mmHg}; \varphi = 55\%$							
Temperatura [K]		283	$T_0=293$	303	313	323	333
p_v [mmHg] din anexa F-ISO 3046/1 – 1975		5,05	9,6	17,5	30,4	50,9	82,1
k_t	TGL 8346 BL5	1,074	1	0,921	0,848	0,776	0,705
	CIMAC 1971	1,0477	1	0,960	0,913	0,880	0,839
	ISO 3046/1-1975	1,078	1	0,926	0,860	0,800	0,746
β_t	TGL 8346 BL5	0,973	1	1,009	1,018	1,027	1,035
	CIMAC 1971	0,995	1	1,005	1,0109	1,0134	1,0185
	ISO 3046/1-1975	0,992	1	1,0097	1,0186	1,0275	1,0389

Coeficientul de corecție a puterii k_p

Tabelul 5.6

Condiție impusă: $t = t_0 = 20^{\circ}\text{C}; \varphi = 55\%$								
Presiunea [mmHg]		$p_0=755$	740	710	680	650	620	590
p_v [mmHg] din anexa E – ISO 3046/1 – 1975		1	0,98	0,95	0,90	0,86	0,84	0,78
k_p	TGL 8346 BL5	1	0,980	0,941	0,903	0,864	0,824	0,786
	CIMAC 1971	1	0,984	0,951	0,920	0,887	0,855	0,821
	ISO 3046/1 – 1975	1	0,984	0,951	0,920	0,887	0,855	0,821
β_p	TGL 8346 BL5	1	1,003	1,007	1,012	1,017	1,023	1,030
	CIMAC 1971	1	1,002	1,006	1,010	1,014	1,018	1,024
	ISO 3046/1 – 1975	1	1,002	1,006	1,010	1,014	1,018	1,024

Dacă ne referim la situațiile extreme admise privind presiunea și temperatura aerului, din fig. 5.1. și 5.2. se observă că diferențele privind coeficienții de corecție, atât pentru putere cât și pentru consum de combustibil sunt foarte mari (de exemplu diferența dintre valorile calculate după K. Zinner și recomandarea TGL 8346 este de cca 20%). De aceea se impune determinarea coeficienților de corecție pentru fiecare tip de motor în parte. În caz contrar, motorul este exploatat cu risc existând pericolul funcționării lui în afara limitelor de lucru (temperatură gaze arse, încărcarea termică a pistonului, etc.).

5.2. DETERMINAREA UNOR FUNCȚII DE CORECȚIE PENTRU EVALUAREA PUTERII EFECTIVE ȘI A CONSUMULUI SPECIFIC EFECTIV DE COMBUSTIBIL PENTRU MOTOARE TURBOSUPRAALIMENTATE DE PUTERE MICĂ

5.2.1 Considerații generale

Este evident faptul că condițiile atmosferice din standul de probă și din timpul exploatarea motorului sunt cu totul diferite de cele standard adoptate prin norme internaționale. Pentru a garanta performanțele motorului în diferite scopuri de utilizare (grup de forță, transport, etc), o importanță mare o are găsirea unei funcții de corecție.

Având în vedere că corecția puterii și consumului specific efectiv depind și de particularitățile constructive și funcționale ale tipului de motor, ale instalației de supraalimentare cu aer, autorul lucrării, prin determinarea unor funcții de corecție, consideră că pentru motorul cercetat tip 798-05 se pot corecta cu multă exactitate caracteristicile motorului, existând posibilitatea îmbunătățirii performanțelor acestuia.

Pentru a găsi funcția de corecție pentru putere și consum de combustibil din care să reiasă dependența de presiune și temperatură, se parcurg etapele:

1 - se trasează cu date experimentale $P = f(n)$ pentru diferite valori ale presiunii, respectiv temperaturii.

2 - se întocmesc tabele după graficele trasate la punctul 1 ce conțin valori pentru putere, P , și consum, c , în funcție de turație, presiune, respectiv temperatură.

3 - se calculează diferențe succesive Δn_j , ΔT_i și Δp_i pentru turație, temperatură și presiune.

4 - se calculează rapoarte ale puterii notate cu k și rapoarte ale consumului de combustibil notate cu β , față de cele de referință, în funcție de Δn_j , ΔT_i și Δp_i și se reprezintă grafic.

5 - se aplică metoda punctelor succesive pentru a găsi expresia funcției de corecție.

Se folosesc notațiile:

- P_{t_0, n_j} , P_{t_i, n_j} – puterea efectivă a motorului măsurată la turația $n_j = \text{const}$ pentru temperatura aerului t_0 , respectiv t_i și $p = p_0 = \text{ct}$. De exemplu, $P_{30^0, 1000}$ – puterea efectivă a motorului măsurată la turația 1000 min^{-1} și la temperatura aerului de 30^0C .

- P_{p_0, n_j} , P_{p_i, n_j} - puterea efectivă a motorului măsurată la turația $n_j = \text{const}$ pentru presiunea aerului p_0 , respectiv p_i și $t = t_0 = 20^0\text{C}$.

$$- k_{t_i, n_j} = \frac{P_{t_i, n_j}}{P_{t_0, n_j}} \quad (5.6), \text{ coeficient de corecție pentru putere corespunzător}$$

temperaturii t_i , pentru turația $n_j = \text{ct}$ și $p_0 = \text{ct}$.

$$- k_{p_i, n_j} = \frac{P_{p_i, n_j}}{P_{p_0, n_j}} \quad (5.7), \text{ coeficient de corecție pentru putere corespunzător presiunii}$$

p_i , pentru turația $n_j = \text{ct}$ și $t_0 = \text{ct}$.

- P_{n_j, t_i} , P_{n_j, t_0} - puterea efectivă la temperatura t_i , respectiv t_0 constante, măsurată la turația n_j , pentru $p_0 = \text{ct}$.

- P_{n_j, p_i} , P_{n_j, p_0} - puterea efectivă la presiunea aerului p_i , respectiv p_0 constante, măsurată la turația n_j , pentru $t_0 = \text{ct}$.

$$- k_{n_j, t_i} = \frac{P_{n_j, t_i}}{P_{n_j, t_0}} \quad \text{și} \quad k_{n_j, p_i} = \frac{P_{n_j, p_i}}{P_{n_j, p_0}} \quad (5.8), \text{ coeficienți de corecție pentru putere}$$

corespunzători turației n_j pentru temperatura $t_i = \text{ct}$, respectiv $p_i = \text{ct}$.

$$- \beta_{t_i, n_j} = \frac{c_{t_i, n_j}}{c_{t_0, n_j}}; \beta_{p_i, n_j} = \frac{c_{p_i, n_j}}{c_{p_0, n_j}}; \beta_{n_j, t_i} = \frac{c_{n_j, t_i}}{c_{n_j, t_0}}; \beta_{n_j, p_i} = \frac{c_{n_j, p_i}}{c_{n_j, p_0}} \text{ coeficienți de corecție}$$

pentru consum de combustibil.

5.2.2 Funcții de corecție a puterii efective în condiții de variabilitate a presiunii atmosferice

Influența presiunii aerului atmosferic asupra puterii motoarelor Diesel este scoasă în evidență prin valorile măsurate în timpul încercărilor motorului 798 – 05 și prezentate în anexele 1, 2, 3.

Ne propunem să găsim o funcție de corecție pentru putere $k = f(p)$, având ca parametru presiunea: $k = P/P_0$ (5.9)

unde: P – puterea efectivă a motorului în condițiile $p = \text{variabil}$

P_0 - puterea efectivă a motorului în condițiile $p_0 = \text{presiunea de referință}$

În fig. 5.3 s-a reprezentat grafic dependența lui $P = f(n)$ pentru diferite valori ale presiunii aerului la aspirație în suflantă.

Se rezolvă punctele 2, 3 și 4 ale metodologiei de calcul prezentate în subcapitolul anterior, obținându-se în final tabelul 5.7.

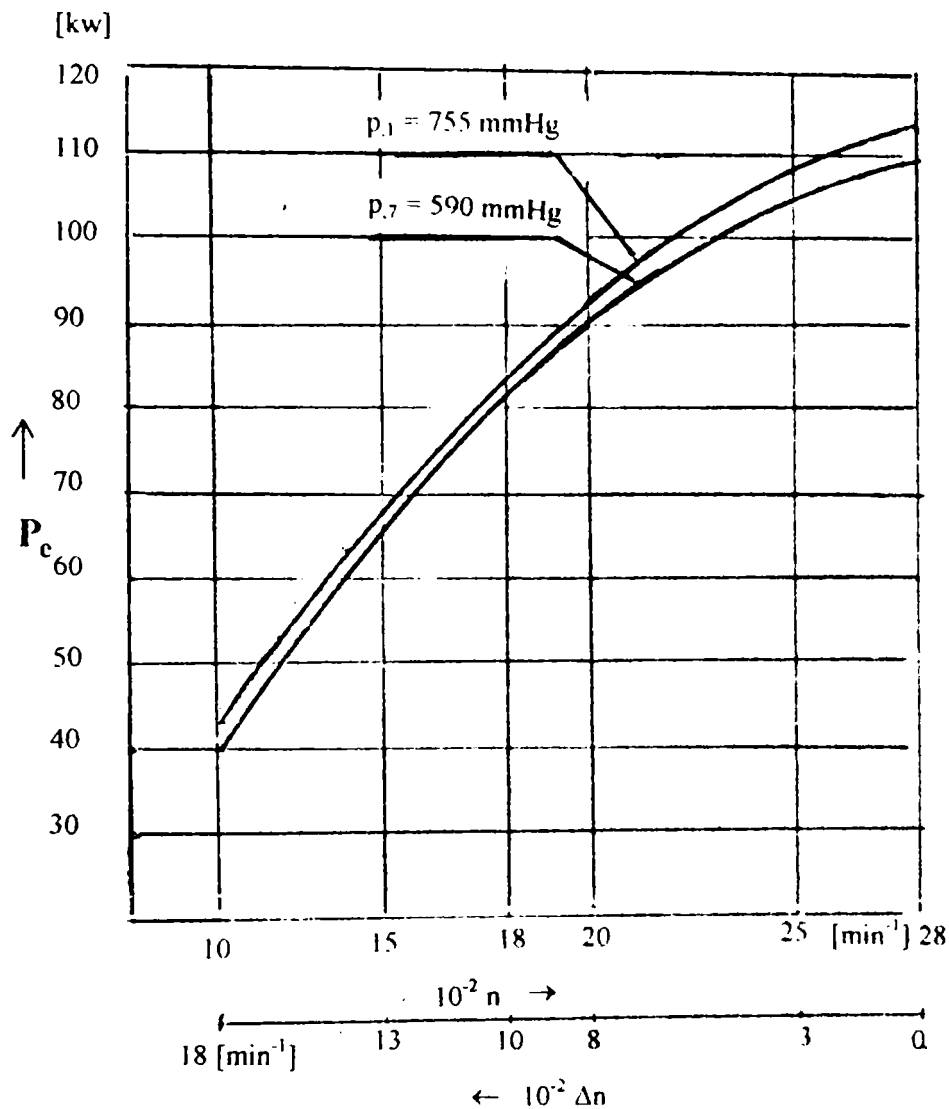


Fig. 5.3

$P = f(n)$ pentru p=ct. cu
cremaliera în sarcină
plină. $t_0 = 20^\circ$, $\varphi = 55^\circ$

În continuare s-a apreciat că reprezentarea grafică $k_{p_i, n_j} = f(\Delta p_i)$, fig. 5.4, poate fi adoptată cu o ecuație de forma:

$$k_{p_i, n_j} = a_1 + b_1 \Delta p_i + c_1 \Delta p_i^2 + d_1 \Delta p_i^3 + \dots \quad (5.10)$$

unde a_1 , b_1 [mmHg^{-1}], c_1 [mmHg^{-2}], d_1 [mmHg^{-3}] sunt constante a căror valoare se determină.

Pentru găsirea constantelor arbitrare din relația 5.10, s-a ales metoda punctelor alese pentru că aceasta se poate folosi pentru toate formele de ecuații și este cea mai exactă pentru ecuații cu trei sau mai multe constante arbitrare.

Având trasată curba $k_{p_i, n_j} = f(\Delta p_i)$, am ales punctele unde curba intersectează punctele $\Delta p_i = 0, 15, 45, 75, 105, 135, 165$. Valorile corespunzătoare ale coordonatei k_{p_i, n_j} sunt: 1,0036; 1,0, 0,995; 0,9851; 0,9775; 0,9708; 0,9626.

Pentru că valorile lui k_{p_i, n_j} pentru $n_j = 1000 - 2800 \text{ min}^{-1}$, sunt foarte apropiate (diferența este de ordinul 2×10^{-3}) s-a reprezentat o singură curbă

Coefficienții de putere k_{p_i, n_j} la $n_j = ct$ pentru valori diferite ale lui p_i

Tabelul 5.7

p_i	755	740	710	680	650	620	590
$\Delta p_i=160$	0	15	45	75	105	135	165
Condiție impusă: $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
P_{p_i, n_1}	41,3	41,2	40,8	40,5	40,2	39,9	39,65
k_{p_i, n_1}	1,0024	1	0,9903	0,983	0,9757	0,9698	0,9625
Condiție impusă: $n_2 = 1500 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
P_{p_i, n_2}	72,68	72,5	-	-	-	-	-
k_{p_i, n_2}	1,0024	1	-	-	-	-	-
Condiție impusă: $n_3 = 1800 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
P_{p_i, n_3}	86,2	86	85,5	84,7	83,9	83,2	82,46
k_{p_i, n_3}	1,0023	1	0,9941	0,9848	0,9755	0,9674	0,9588
Condiție impusă: $n_4 = 2000 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
P_{p_i, n_4}	93,6	93,2	92,6	91,8	91	90,3	89,4
k_{p_i, n_4}	1,0042	1	0,993	0,9849	0,9763	0,9688	0,9592
Condiție impusă: $n_5 = 2500 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
P_{p_i, n_5}	108,9	108,5	107,7	106,9	106,1	105,3	104,4
k_{p_i, n_5}	1,0036	1	0,992	0,985	0,9778	0,9705	0,9622
Condiție impusă: $n_6 = 2800 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
P_{p_i, n_6}	113,2	112,9	112,2	111,3	110,4	109,5	108,7
k_{p_i, n_6}	1,0026	1	0,9937	0,9858	0,9778	0,9698	0,9627

Cu perechile de valori prezentate mai sus se scrie ecuația sub formă de determinant:

$$\begin{vmatrix}
 k_{p_i, n_j} & 1 & \Delta p_i & \Delta p_i^2 & \Delta p_i^3 \\
 1,0036 & 1 & 0 & 0 & 0 \\
 0,9851 & 1 & 45 & 45^2 & 45^3 \\
 0,9708 & 1 & 135 & 135^2 & 135^3 \\
 0,9626 & 1 & 165 & 165^2 & 165^3
 \end{vmatrix} = 1 \quad (5.11)$$

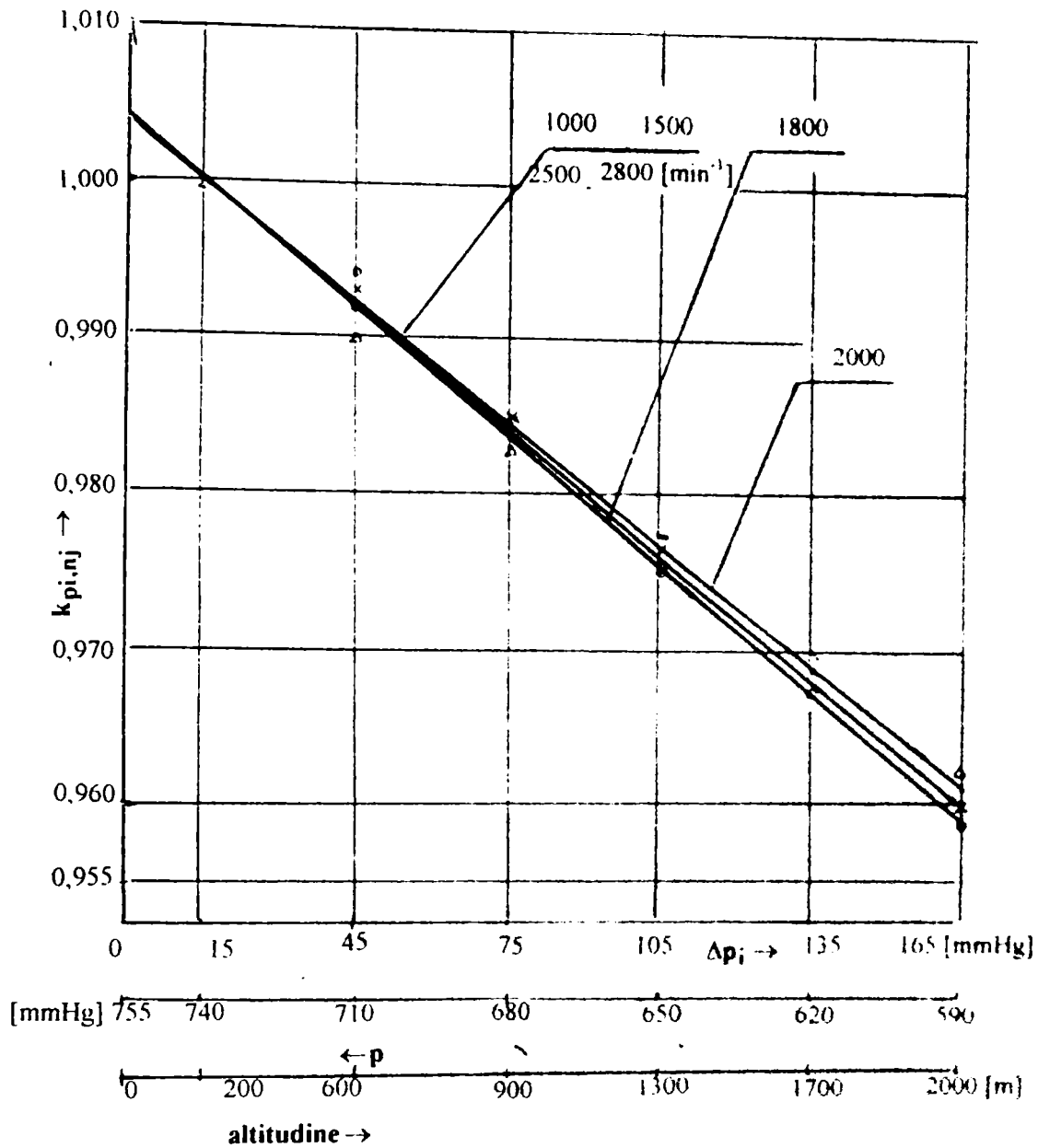


Fig. 5.4. $k_{p_i, n_j} = f(\Delta p_i)$ cu motorul 798-05 în sarcină plină, $\varphi = 55^\circ$, $t_a = 20^\circ\text{C}$

Rezolvând acest determinant cu ajutorul calculatorului, s-a obținut următoarea ecuație:

$$k_{p_i, n_j} = 0,9215 + 2,49 \cdot 10^{-4} \Delta p_i \quad \text{pentru } n_j = 1000 \dots 2800 \text{ min}^{-1} \quad (5.12)$$

Constantele arbitrare au valorile prezentate în tabelul 5.8.

n_j [rot/min]	a_i	b_i	c_i	d_i
1000 ... 2800	0,9215	$2,49 \times 10^{-4}$	0	0

Tabelul 5.8

În etapa următoare, reprezentăm grafic puterea efectivă P în funcție de presiunea atmosferică pentru diferite turații (fig. 5.5) și apoi se prezintă în tabelul 5.9 valorile măsurate

pentru putere și cele calculate pentru $k_{n_j, p_i} = \frac{P_{n_j, p_i}}{P_{n_j, p_0}}$

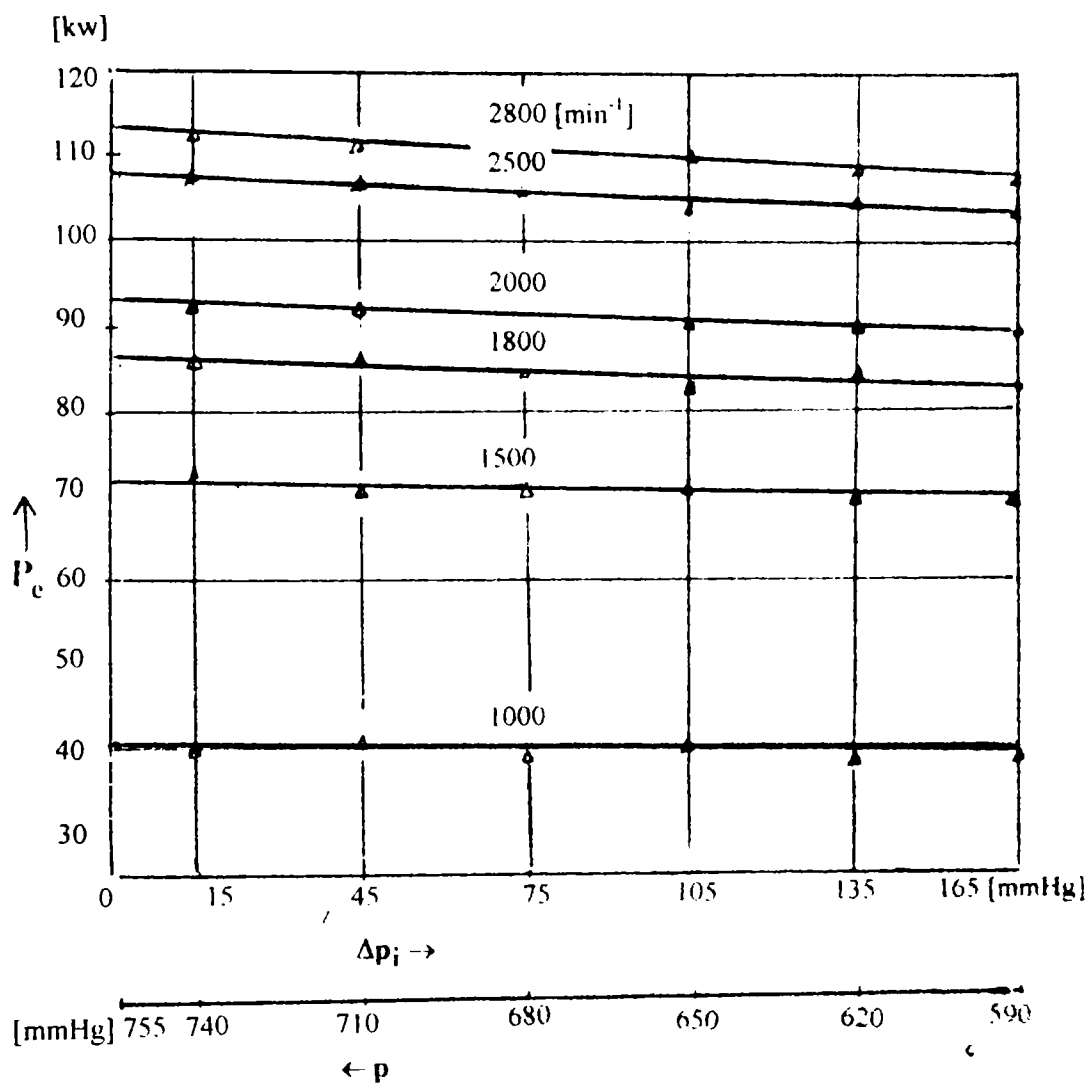


Fig. 5.5 $P_c = f(\Delta p_i)$ cu motorul 798-05 în sarcină plină, $\varphi = 55^\circ$, $t = 20^\circ\text{C}$

Turația luată în mod arbitrar pentru a calcula diferențele succesive este $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, iar în cazul presiunii $p_1 = 755 \text{ mmHg}$.

La fel ca în cazul precedent, s-a apreciat că reprezentarea grafică $k_{n_j, p_i} = f(\Delta n_j)$ (fig. 5.6), poate fi adoptată cu o ecuație de forma:

$$k_{n_j, p_i} = a_1' + b_1' \Delta n_j + c_1' \Delta n_j^2 + d_1' \Delta n_j^3 \quad (5.13)$$

unde a_1' , b_1' , c_1' și d_1' sunt constante.

În final, folosind metoda punctelor alese s-au găsit următoarele ecuații:

$$k_{n_j, p_1} = 1,0024 + 1,1 \cdot 10^{-7} \Delta n_j \quad \text{pentru } p_1 = 755 \text{ mmHg} \quad (5.14)$$

$$k_{n_j, p_3} = 0,988 + 1,2 \cdot 10^{-6} \Delta n_j \quad \text{pentru } p_3 = 710 \text{ mmHg}$$

$$k_{n_j, p_4} = 0,979 + 1,55 \cdot 10^{-6} \Delta n_j \quad \text{pentru } p_4 = 680 \text{ mmHg}$$

$$k_{n_j, p_5} = 0,966 + 1,77 \cdot 10^{-6} \Delta n_j \quad \text{pentru } p_5 = 650 \text{ mmHg}$$

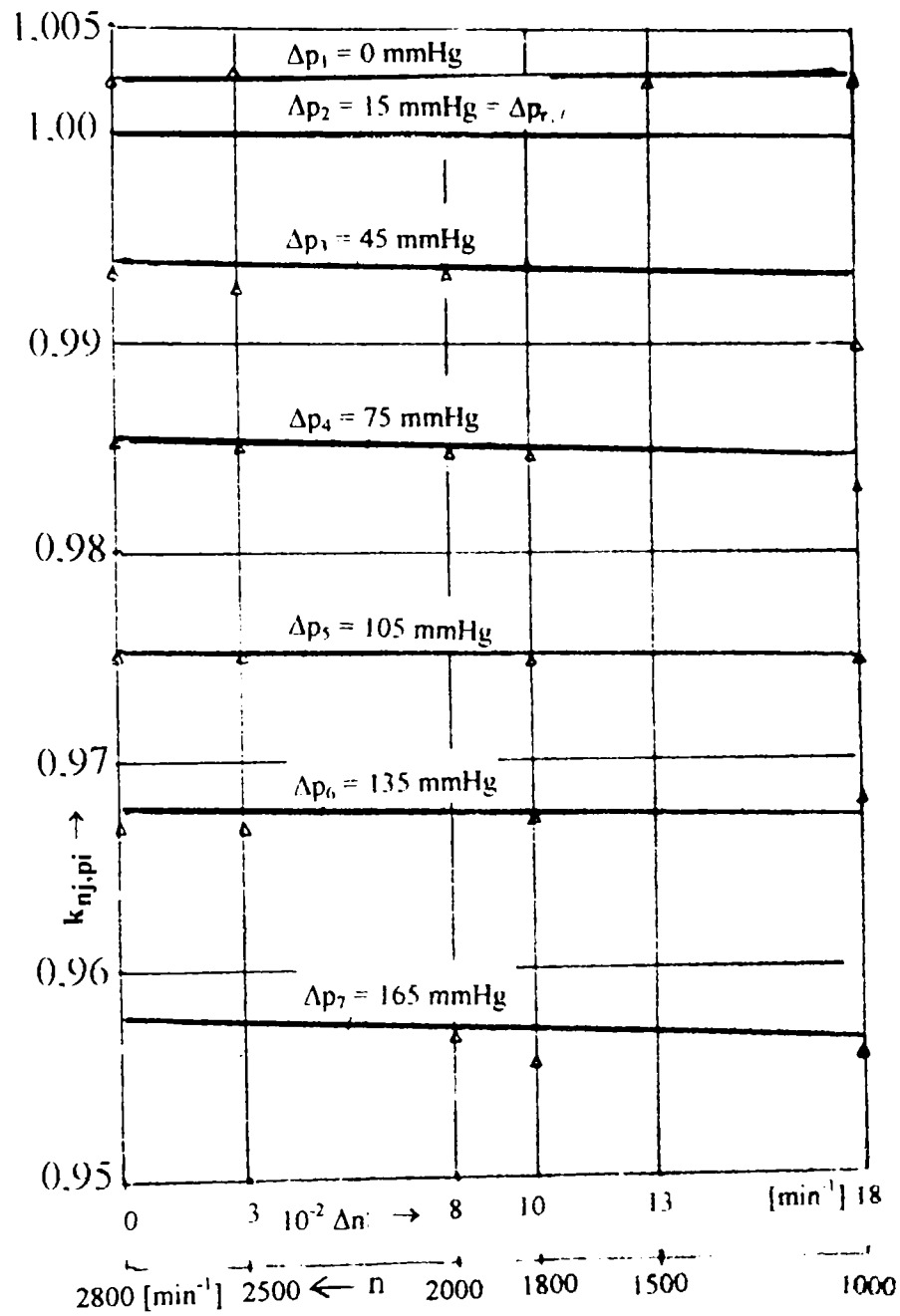
$$k_{n_j, p_6} = 0,973 + 1,99 \cdot 10^{-6} \Delta n_j \quad \text{pentru } p_6 = 620 \text{ mmHg}$$

$$k_{n_j, p_7} = 0,954 + 2,1 \cdot 10^{-6} \Delta n_j \quad \text{pentru } p_7 = 590 \text{ mmHg}$$

Coeficienții de putere kn_{j, p_i} la $p_i = \text{ct}$ pentru valori diferite ale lui n_j

Tabelul 5.9

n_j	1000	1500	1800	2000	2500	2800
Δn_j	1800	1300	1000	800	300	0
Condiție impusă: $\Delta p_1 = 0, t_0 = 20^\circ\text{C}$						
$P_{n_j, p_1 = \text{ct}}$	41,3	72,68	86,2	93,4	108,9	113,2
$kn_{j, p_1 = \text{ct}}$	1,00242	1,00248	1,00232	1,00214	1,00368	1,0026
Condiție impusă: $\Delta p_2 = 15 \text{ mmHg} = \Delta p_r, t_0 = 20^\circ\text{C}$						
$P_{n_j, p_2 = \text{ct}}$	41,2	72,5	86	93,2	108,5	112,9
$kn_{j, p_2 = \text{ct}}$	1	1	1	1	1	1
Condiție impusă: $\Delta p_3 = 45 \text{ mmHg}, t_0 = 20^\circ\text{C}$						
$P_{n_j, p_3 = \text{ct}}$	40,8	-	85,5	92,6	107,7	112,2
$kn_{j, p_3 = \text{ct}}$	0,9902	-	0,9941	0,9935	0,9926	0,9937
Condiție impusă: $\Delta p_4 = 75 \text{ mmHg}, t_0 = 20^\circ\text{C}$						
$P_{n_j, p_4 = \text{ct}}$	40,5	-	84,7	91,8	166,9	111,3
$kn_{j, p_4 = \text{ct}}$	0,9830	-	0,9848	0,9849	0,9852	0,9858
Condiție impusă: $\Delta p_5 = 105 \text{ mmHg}, t_0 = 20^\circ\text{C}$						
$P_{n_j, p_5 = \text{ct}}$	40,2	-	83,9	91	106,1	110,4
$kn_{j, p_5 = \text{ct}}$	0,975	-	0,9755	0,9763	0,9778	0,9778
Condiție impusă: $\Delta p_6 = 135 \text{ mmHg}, t_0 = 20^\circ\text{C}$						
$P_{n_j, p_6 = \text{ct}}$	108,9	108,5	107,7	106,9	106,1	105,3
$kn_{j, p_6 = \text{ct}}$	1,0036	1	0,992	0,985	0,9778	0,9705
Condiție impusă: $\Delta p_i = 0, t_0 = 20^\circ\text{C}$						
$P_{n_j, p_6 = \text{ct}}$	39,9	-	83,2	90,3	105,3	109,5
$kn_{j, p_6 = \text{ct}}$	0,9684	-	0,9674	0,9688	0,9705	0,9698
Condiție impusă: $\Delta p_7 = 165 \text{ mmHg}, t_0 = 20^\circ\text{C}$						
$P_{n_j, p_7 = \text{ct}}$	39,4	-	82,46	89,4	104,4	108,7
$kn_{j, p_7 = \text{ct}}$	0,9563	-	0,9588	0,9592	0,9622	0,9627

Fig.5.6 Corecția k_{n_j, p_i} $f(\Delta p_i)$

Coefficienții ecuației (5.13) au valori diferite în funcție de presiunea aerului atmosferic, așa cum se prezintă în tabelul 5.10.

P_i [mmHg]	a'_i	$10^6 \times b'_i$	c'_i	d'_i
755	1,0024	0,1	0	0
740	1	0	0	0
710	0,988	1,2	0	0
680	0,979	1,55	0	0
650	0,966	1,77	0	0
620	0,973	1,99	0	0
590	0,954	2,1	0	0

Tabelul 5.10

Coeficientul de corecție global se determină cu relația:

$$k_p = \sqrt{k_{p_i, n_j} \cdot k_{n_j, p_i}} \quad (5.15)$$

unde:

$$k_{p_i, n_j} = a_1 + b_1 \Delta p_i + c_1 \Delta p_i^2 + d_1 \Delta p_i^3 + \dots$$

$$k_{n_j, p_i} = a_1' + b_1' \Delta n_j + c_1' \Delta n_j^2 + d_1' \Delta n_j^3 + \dots$$

Valorile constantelor sunt date în tabelele 5.8 și 5.10.

Exemplu de calcul:

Ne propunem să calculăm coeficientul de corecție pentru $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ ($\Delta n_i = 2800 - 2500 = 300 \text{ min}^{-1}$) și $p_i = 680 \text{ mmHg}$ ($\Delta p_i = 755 - 680 = 75 \text{ mmHg}$).

Înlocuim în relația (5.15) și obținem:

$$k_p = \sqrt{(0,9215 + 2,49 \cdot 10^{-4} \cdot 75) \cdot (0,979 + 1,55 \cdot 10^{-7} \cdot 300)} = 0,920$$

5.2.3. Funcții de corecție a puterii efective în condiții de variabilitate a temperaturii atmosferice

Influența temperaturii aerului atmosferic asupra puterii motoarelor Diesel supraalimentate fiind evidentă (vezi tabelele din anexele 4, 5 și 6) este necesară stabilirea unei funcții de corecție pentru putere $k = f(T)$ (relația 5.16) având ca parametru temperatura:

$$k = P/P_0 \quad (5.16)$$

unde: P - puterea efectivă a motorului în condițiile t - variabil

P_0 - puterea efectivă a motorului în condițiile t_0 - temperatura de referință

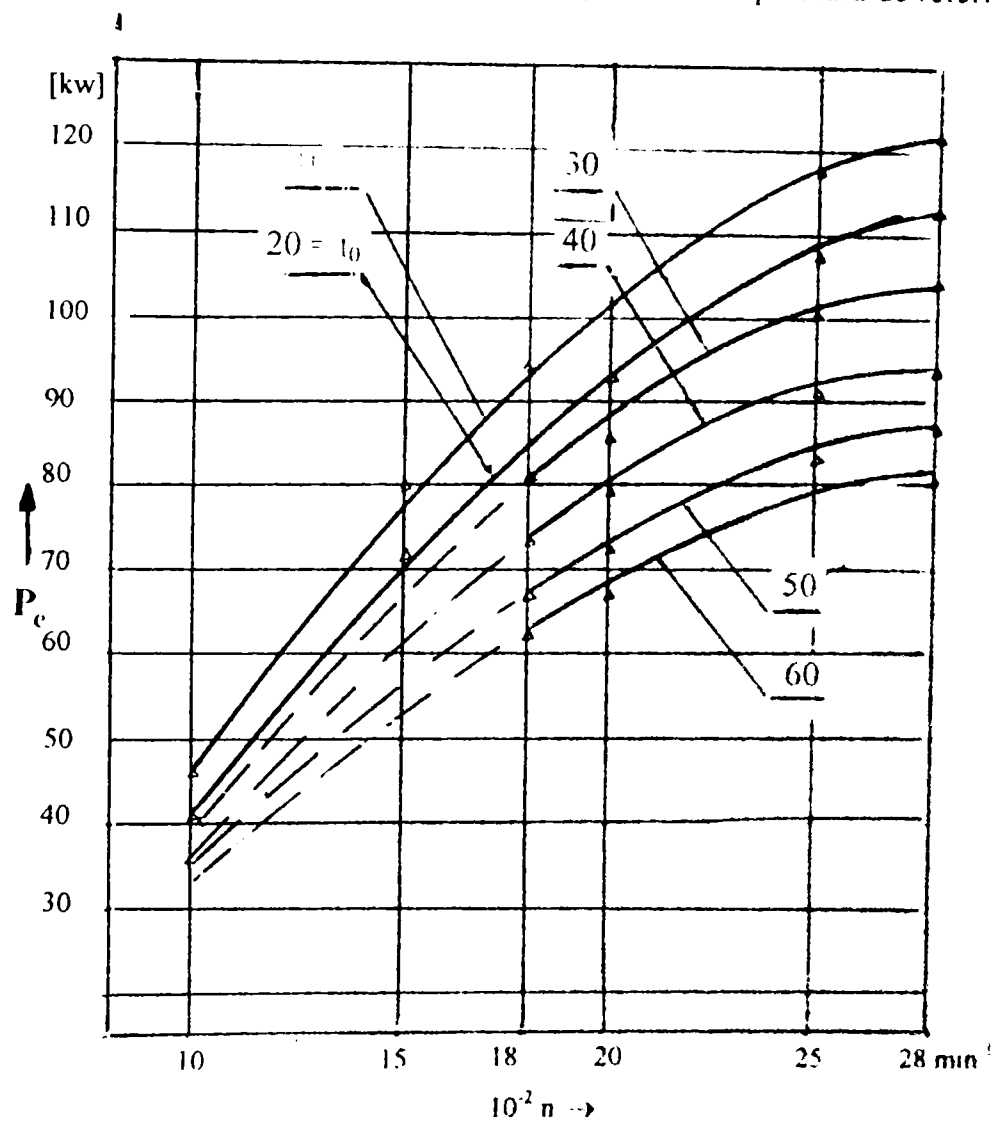


Fig. 5.7. $P = f(n)$ pentru $t = 10 - 60^\circ\text{C}$ cu cremaliera în poziție de sarcină plină, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$, $\varphi = 55\%$, depresiunea la aspirație în suflantă $\Delta p_s = 15 \text{ mmHg}$

Metodologia de calcul este cunoscută, în prima etapă prezentăm dependența dintre puterea efectivă P cu poziția cremalierii în sarcină plină, în funcție de turația motorului pentru diferite temperaturi ale aerului la aspirație în suflantă, pe baza măsurătorilor efectuate (fig. 5.7).

În acest sens ne propunem să găsim o ecuație din care să reieșe dependența coeficientului de corecție k în funcție de temperatură. Metoda folosită este cea prezentată în lucrarea "Prelucrarea datelor experimentale" [34], având ca autor pe Worthing A.G., ce constă în:

- 1 - trasarea unui grafic cu date experimentale (fig. 5.7);
- 2 - întocmirea unor tabele după acest grafic;
- 3 - calcularea anumitor diferențe succesive;
- 4 - verificarea constantei aproximative a șirului final de diferențe ceea ce reprezintă un criteriu care indică dacă ecuația adoptată este adecvată sau nu.

Punctele 2 și 3 sunt rezolvate și prezentate în tab. 5.11 unde s-au folosit notațiile

$$\Delta t_i = t_r - t_i, t_r = 60^{\circ}\text{C}, t_{1,\dots,6} = 10, 20, 30, 40, 50, 60^{\circ}\text{C}$$

P_{t_i, n_j} ; P_{t_0, n_j} - puterea efectivă a motorului măsurată la turația $n_j = \text{ct}$ pentru temperatura aerului t_i , respectiv t_0 .

$$k_{t_i, n_j} = P_{t_i, n_j} / P_{t_0, n_j}, \quad (5.17)$$

coeficienți de corecție corespunzători temperaturii t_i , pentru turația constantă n_j .

Am apreciat că reprezentarea grafică $k_{t_i, n_j} = f(\Delta t_i)$ (fig. 5.8) poate fi adoptată cu o ecuație de forma:

$$k_{t_i, n_j} = a + b[\text{K}^{-1}] \Delta T_i[\text{K}] + c[\text{K}^{-2}] \Delta T_i^2[\text{K}^2] + d[\text{K}^{-3}] \Delta T_i^3[\text{K}^3] \quad (5.18)$$

unde a, b, c, d sunt constante.

Pentru găsirea valorilor constantelor arbitrare există mai multe metode. S-a ales metoda punctelor alese pentru că se poate folosi pentru toate formele de ecuații și este cea mai exactă pentru ecuații cu trei sau mai multe constante arbitrare.

Având trasată curba continuă $k_{t_i, n_j} = f(\Delta t_i)$, am ales punctele unde curba tare dreptele $\Delta T_i = 10; 20; 30; 40; 50^{\circ}\text{C}$. Valorile corespunzătoare ale coordonatei k_{t_i, n_j} ($n_j = 1000 \text{ min}^{-1}$) sunt 0,72; 0,773; 0,84; 0,915; 1,115 și am obținut un sistem de 5 ecuații cu 4 necunoscute.

Coeficienții de corecție kt_i, n_j corespunzători temperaturii t_i , pentru turația $n_j = \text{ct}$

Tab. 511

t_i [$^{\circ}\text{C}$]	10	20 = t_0	30	40	50	60
$\Delta t_i = 60 - t_i$ [k]	50	40	30	20	10	0
Condiție impusă: $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$						
P_{t_i, n_1} [kw]	45,9	41,2	37,7	34,6	31,8	29,6
kt_i, n_1	1,115	1	0,915	0,84	0,773	0,72
Condiție impusă: $n_2 = 1500 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$						
P_{t_i, n_2} [kw]	80,1	72,5	66,7	61,4	56,5	52,7
kt_i, n_2	1,105	1	0,920	0,847	0,780	0,728
Condiție impusă: $n_3 = 1800 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$						
P_{t_i, n_3} [kw]	94,5	86	79,4	73,1	65,5	63,2
kt_i, n_3	1,099	1	0,923	0,85	0,785	0,735
Condiție impusă: $n_4 = 2000 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$						
P_{t_i, n_4} [kw]	102	93,2	86,2	79,5	73,4	68,8
kt_i, n_4	1,094	1	0,925	0,853	0,788	0,738
Condiție impusă: $n_5 = 2300 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$						
P_{t_i, n_5} [kw]	112	103	95,6	88,1	81,5	76,4
kt_i, n_5	1,088	1	0,928	0,856	0,791	0,742
Condiție impusă: $n_6 = 2500 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$						
P_{t_i, n_6} [kw]	118	108,5	101	93,3	86,3	80,9
kt_i, n_6	1,084	1	0,931	0,860	0,796	0,746
Condiție impusă: $n_7 = 2800 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$						
P_{t_i, n_7} [kw]	121,9	112,9	105,6	97,6	90,3	84,7
kt_i, n_7	1,080	1	0,935	0,865	0,8	0,75

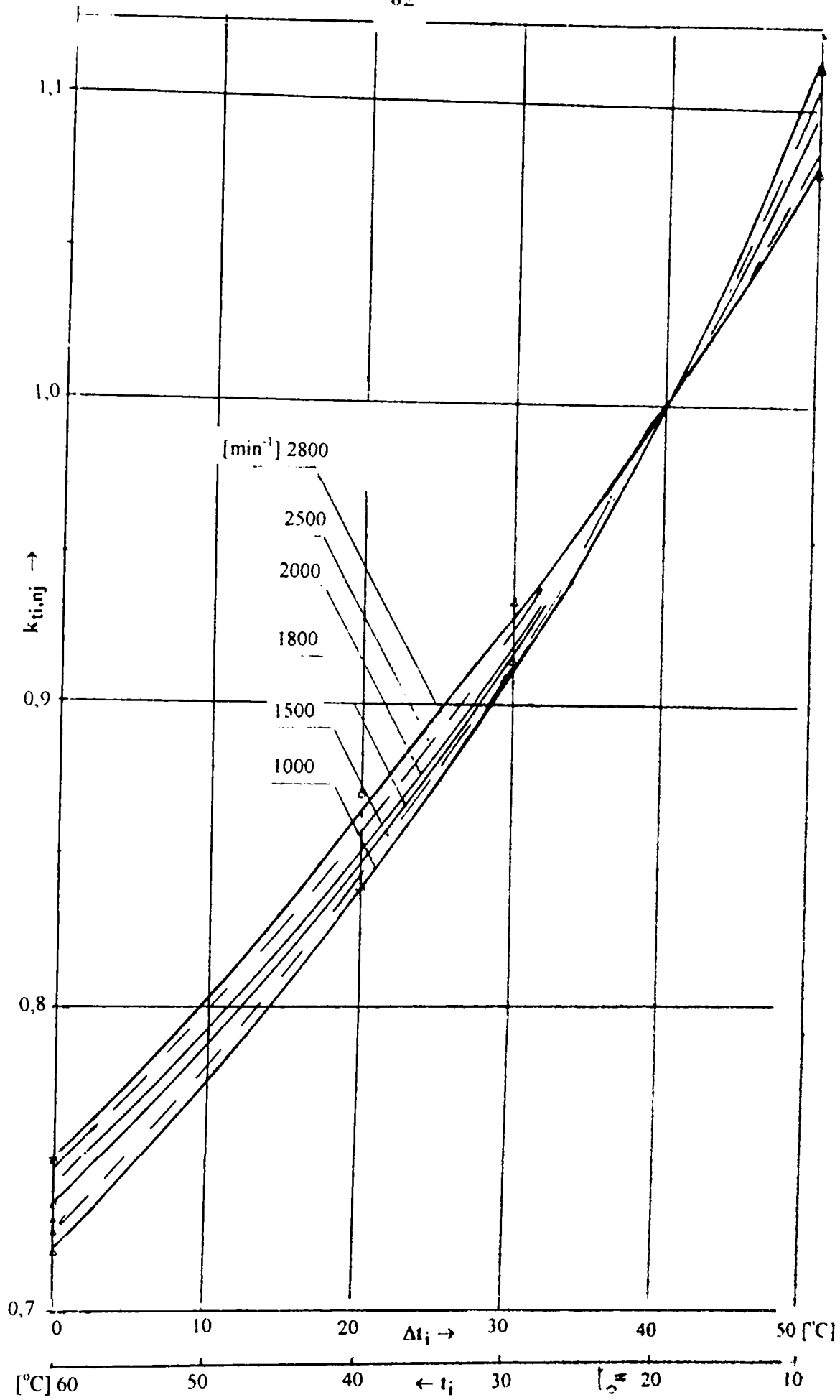


Fig. 5.8 Funcția de corecție de putere $k_{t_i, n_j} = f(\Delta T_i)$ pentru $n_j = \text{ct}$ și diferite valori pentru t_i .

Pentru rezolvare s-a scris ecuația sub formă de determinant:

$$\begin{vmatrix} k_{t_i, n_1} & 1 & \Delta T_i & (\Delta T_i)^2 & (\Delta T_i)^3 & (\Delta T_i)^4 \\ 1,115 & 1 & 50 & 50^2 & 50^3 & 50^4 \\ 0,915 & 1 & 30 & 30^2 & 30^3 & 30^4 \\ 0,84 & 1 & 20 & 20^2 & 20^3 & 20^4 \\ 0,773 & 1 & 10 & 10^2 & 10^3 & 10^4 \\ 0,72 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0 \quad (5.19)$$

Rezolvând acest determinant cu ajutorul calculatorului, s-a obținut ecuația:

$$k_{t_i, 1000} = 0,72 + 4,15 \cdot 10^{-3} \Delta T_i + 1,458 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2 - 3,5 \cdot 10^{-6} \Delta T_i^3 + 4,166 \cdot 10^{-8} \Delta T_i^4$$

Renunțând la ultimii doi termeni (eroare sub 1%), funcția $k_{t_i, 1000}$ se poate scrie sub următoarea formă aproximativă:

$$k_{t_i, 1000} = 0,72 + 4,15 \cdot 10^{-3} \Delta T_i + 1,458 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2 \quad (5.20)$$

pentru $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$

Se procedează în același mod și pentru celelalte turații și obținem:

$$k_{t_i, 1500} = 0,728 + 3,65 \cdot 10^{-3} \Delta T_i + 1,7225 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2 \quad \text{pentru } n_2 = 1500 \text{ min}^{-1}$$

$$k_{t_i, 1800} = 0,735 + 3,4 \cdot 10^{-3} \Delta T_i + 1,411 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2 \quad \text{pentru } n_2 = 1800 \text{ min}^{-1}$$

$$k_{t_i, 2000} = 0,738 + 3,803 \cdot 10^{-3} \Delta T_i + 1,479 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2 \quad \text{pentru } n_4 = 2000 \text{ min}^{-1}$$

$$k_{t_i, 2500} = 0,746 + 3,976 \cdot 10^{-3} \Delta T_i + 1,214 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2 \quad \text{pentru } n_5 = 2500 \text{ min}^{-1}$$

$$k_{t_i, 2800} = 0,75 + 3,76 \cdot 10^{-3} \Delta T_i + 1,525 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2 \quad \text{pentru } n_1 = 2800 \text{ min}^{-1}$$

În concluzie, coeficienții a, b, c au valori diferite în funcție de turație, fiind prezentați în tabelul 5.12.

În etapa a II-a prezentăm puterea efectivă P, cu cremaliera în sarcină plină, în funcție de temperatura aerului aspirat pentru diferite turații ale motorului, pe baza măsurărilor efectuate (fig. 5.9).

Coeficienții a, b, c ai funcției de corecție $k_{t,n}$

Tabelul 5.12

n	$10^2 a$	$10^3 b$	$10^4 c$
1000	72,0	4,15	1,458
1500	72,8	3,865	1,7225
1800	73,5	3,4	1,411
2000	73,8	3,803	1,479
2500	74,6	3,976	1,214
2800	75,0	3,76	1,525

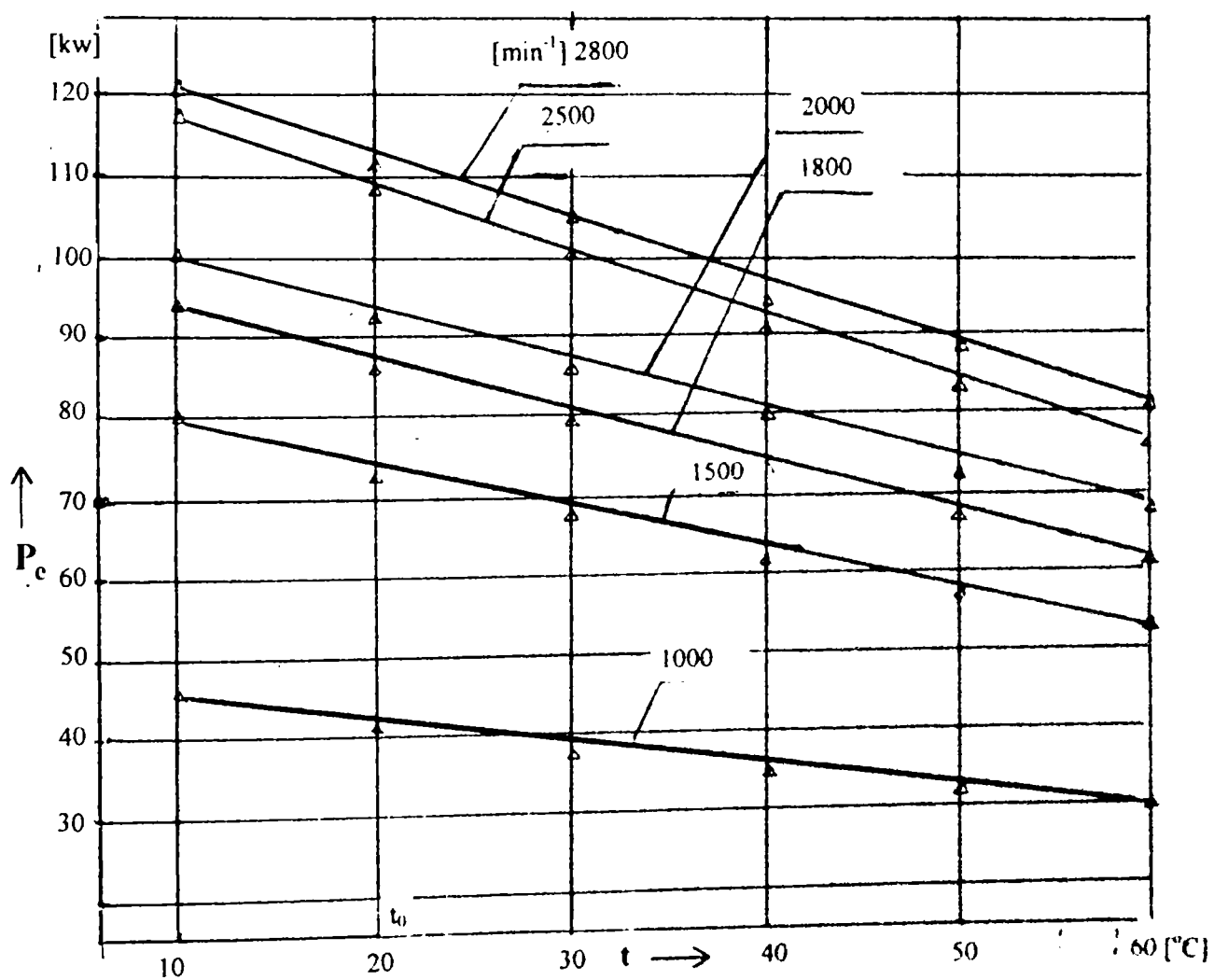


Fig. 5.9 $P = f(t)$ pentru diferite turații ale motorului cu cremaliera în poziție de sarcină plină

Coeficienții $k_{t_i, n_j = ct}$ și $k_{n_j, t_i = ct}$ au valori diferite pentru că funcțiile $k_{t_i, n_j = ct} = f(\Delta T_i)$, respectiv $k_{n_j, t_i = ct} = f(\Delta n_i)$ au fost aproximate grafic printr-o linie curbă ce a ținut cont de valorile măsurate. Pentru determinarea ecuației acestor linii curbe s-a folosit metoda punctelor alese.

Coeficienții de corecție k_{n_j, t_i} corespunzători turăției n_j , pentru temperatura $t_i = ct$

Tabel 5.13

n_j	1000	1500	1800	2000	2300	2500	2800
$\Delta n_j = 2800 - n_i$	1800	1300	1000	800	500	300	0
$P_{n_j, t_0 = 20^\circ C}$	41,2	72,5	86	93,2	103	108,5	112,9
Condiție impusă: $t_1 = 10^\circ C$							
P_{n_j, t_1}	45,9	80,1	94,5	102	112,2	118	121,9
k_{n_j, t_1}	1,115	1,105	1,099	1,094	1,088	1,084	1,080
Condiție impusă: $t_3 = 30^\circ C$							
P_{n_j, t_3}	37,7	66,7	79,3	86,2	95,6	98	105,5
k_{n_j, t_3}	0,915	0,920	0,923	0,925	0,929	0,931	0,935
Condiție impusă: $t_4 = 40^\circ C$							
P_{n_j, t_4}	35,6	62,3	73,3	79,2	88	91,9	94,8
k_{n_j, t_4}	0,84	0,845	0,85	0,855	0,858	0,86	0,865
Condiție impusă: $t_5 = 50^\circ C$							
P_{n_j, t_5}	32,96	57,7	67,7	73,1	76	84,6	87,3
k_{n_j, t_5}	0,773	0,779	0,785	0,790	0,792	0,795	0,8
Condiție impusă: $t_6 = 60^\circ C$							
P_{n_j, t_6}	30,9	54,1	63,5	68,5	72	79	81,3
k_{n_j, t_6}	0,72	0,727	0,733	0,739	0,741	0,745	0,75

Întocmim după graficul din fig. 5.9, tabelul 5.13, și calculăm, pentru diferențe succesive ale turației, raportul:

$$k_{n_j, t_i=ct} = \frac{P_{n_j, t_i=ct}}{P_{n_j, t_0=ct}} \quad (5.21)$$

unde: $P_{n_j, t_i=ct}$, $P_{n_j, t_0=ct}$ – puterea efectivă la turații diferite pentru temperatura aerului la aspirație $t_i = ct$, respectiv $t_0 = 20^\circ\text{C} = ct$;

$\Delta n_i = n_i - n_r$; $n_r = 2800 \text{ min}^{-1}$, turație luată în mod arbitrar pentru a calcula diferențele succesive; $n_i = 2500, 2300, 2000, 1800, 1500, 1000 \text{ min}^{-1}$.

La fel ca în cazul precedent s-a apreciat că reprezentarea grafică $k_{n_j, t_i=ct} = f(n_i)$ (fig. 5.10) poate fi adoptată cu o ecuație de forma:

$$k_{n_j, t_i=ct} = a' + b'[\text{min}] \Delta n_i[\text{min}^{-1}] + c'[\text{min}^2] \Delta n_i^2[\text{min}^{-2}] \quad (5.22)$$

unde a' , b' , c' sunt constante.

În final, folosind metoda punctelor alese s-au găsit următoarele ecuații:

$$\begin{aligned} k_{n_j, t=10^\circ} &= 1,08 - 1,94 \cdot 10^{-3} \Delta n_i && \text{pentru } t = 10^\circ\text{C} \\ k_{n_j, t=30^\circ} &= 0,935 + 1,11 \cdot 10^{-3} \Delta n_i && \text{pentru } t = 30^\circ\text{C} \\ k_{n_j, t=40^\circ} &= 0,865 + 1,388 \cdot 10^{-3} \Delta n_i && \text{pentru } t = 40^\circ\text{C} \\ k_{n_j, t=50^\circ} &= 0,8 + 1,5 \cdot 10^{-3} \Delta n_i && \text{pentru } t = 50^\circ\text{C} \\ k_{n_j, t=60^\circ} &= 0,75 + 1,66 \cdot 10^{-3} \Delta n_i && \text{pentru } t = 60^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (5.23)$$

Coeficienții a' , b' , c' sunt prezentați în tabelul 5.14 în funcție de temperatura $t_i = ct$, pentru diferite valori ale turației motorului.

Coeficientul de corecție global k se determină din relația:

$$k_t = \sqrt{k_{t_i, n_j=ct} \cdot k_{n_j, t_i=ct}} \quad (5.24)$$

$$\text{unde: } k_{t_i, n_j=ct} = a + b(t_r - t_i) + c(t_r - t_i)^2$$

$$k_{n_j, t_i=ct} = a' + b'(n_r - n_i) + c'(n_r - n_i)^2$$

$t_r = 60^\circ\text{C}$, $n_r = n_{P_{\max}}$ – temperatura și respectiv turația de referință

Coeficienții a' , b' , c' ai funcției de corecție $k_{n,t}$

Tabelul 5.14

T	a'	$10^3 b'$	C'
10^0	1,08	-1,94	0
30^0	0,935	1,11	0
40^0	0,865	1,38	0
50^0	0,8	1,5	0
60^0	0,75	1,66	0

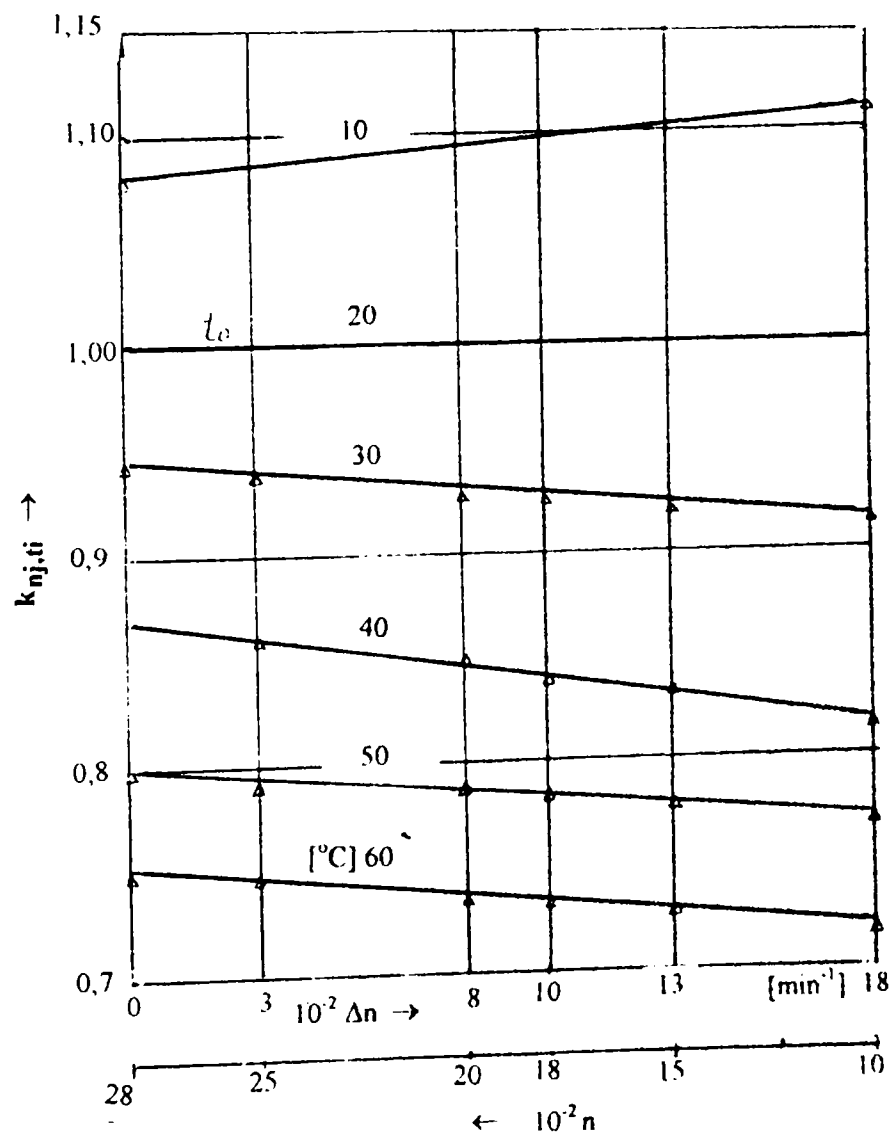


Fig. 5.10 Funcția de corecție a puterii $k_{n,t} = f(\delta n_t)$ pentru $t_c = ct$ și diferite valori pentru n_t

5.2.4. Funcții compuse pentru corecția puterii

Măsurătorile pe stand s-au făcut menținând un parametru de stare la valoare constantă Pe baza tabelor întocmite și a reprezentărilor grafice, s-au găsit ecuațiile:

-pentru temperatură variabilă și menținerea constantă a presiunii aerului atmosferic

$$k_{t_i, n_j} = a + b\Delta T_i + c\Delta T_i^2 + \dots$$

$$k_{n_j, t_i} = a' + b'\Delta n_i + c'\Delta n_i^2 + \dots$$

-pentru presiune variabilă și menținerea constantă a temperaturii aerului atmosferic

$$k_{p_i, n_j} = a_1 + b_1\Delta p_i + c_1\Delta p_i^2 + \dots$$

$$k_{n_j, p_i} = a'_1 + b'_1\Delta n_i + c'_1\Delta n_i^2 + \dots$$

Funcțiile de corecție k_{t_i, n_j} și k_{n_j, t_i} , respectiv k_{p_i, n_j} și k_{n_j, p_i} , au valori apropiate (din punct de vedere teoretic ele au valori egale), pentru că s-a folosit reprezentarea grafică în aplicarea metodei punctelor alese pentru stabilirea ecuațiilor ce se definesc.

$$\text{Deci, } k_t = \sqrt{k_{t_i, n_j} \cdot k_{n_j, t_i}} = \frac{P_0 \pm \Delta P_t}{P_0} \quad (5.26)$$

$$k_p = \sqrt{k_{p_i, n_j} \cdot k_{n_j, p_i}} = \frac{P_0 \pm \Delta P_p}{P_0}$$

unde: ΔP_t – reprezintă creșterea de putere sau scăderea de putere când temperatura aerului se modifică;

ΔP_p - reprezintă creșterea de putere sau scăderea de putere când presiunea aerului se modifică.

Funcția de corecție a puterii motorului la modificarea parametrilor de stare ai aerului aspirat, notați cu k , este definită de relația:

$$k = \frac{P}{P_0} = \frac{P_0 \pm \Delta P_t \pm \Delta P_p}{P_0} = \frac{(P_0 \pm \Delta P_t) + (P_0 \pm \Delta P_p) - P_0}{P_0}$$

$$\text{sau } k = k_t + k_p - 1 \quad (5.27)$$

Modificarea simultană, în proporții diferite, a temperaturii și presiunii aerului aspirat de suflantă, influențează în mod diferit puterea motorului amplificată de prezența grupului turbosuflantă față de situația când se modifică pe rând temperatura și presiunea

Acest lucru este scos în evidență în cadrul încercărilor cu motorul în sarcină plină la parametrii de stare ai aerului la limitele extreme realizabile în stand, și anume $t = 60^{\circ}\text{C}$ și $p = 590$ mmHg.

Valoarea corectată în acest caz, față de valoarea obținută cu relația 5.27, este foarte apropiată. Diferența exprimată procentual este sub 0,25%.

În concluzie, relația 5.27 se poate utiliza cu succes.

Ținând cont că valoarea funcției de corecție a puterii este specifică unui anumit tip de motor echipat cu un grup de supraalimentare, se recomandă ca întreprinderea constructoare să elaboreze un tabel cu valorile constantelor ce definesc funcțiile de corecție.

Astfel, pentru motorul 798-05 se pot utiliza tabelele de mai jos.

Tabel 5.15

$k_{t_i, n_j} = a + b\Delta t_i + c\Delta t_i^2$, $\Delta t_i = t_r - t_i $ °C, $t_r = \text{admis}$			
n	$10^2 a$	$10^1 b$	$10^5 c$
1000	72	4,15	1,458
1500	72,8	3,865	1,7225
1800	73,5	3,4	1,411
2000	73,8	3,853	1,479
2500	74,6	3,976	1,214
2800 = n_r	75	3,76	1,525

Tabel 5.16

$k_{n_j, t_i} = a' + b'\Delta n_j + c'\Delta n_j^2$, $\Delta n_j = n_r - n_j $ min ⁻¹ , $n_r = \text{admis}$			
t	a'	$10^1 b'$	c'
10	1,08	-1,94	0
20 = t_r	1	1	0
30	0,935	1,11	0
40	0,865	1,38	0
50	0,8	1,5	0
60	0,75	1,66	0

Tabel 5.17

$k_{p_i, n_j} = a_1 + b_1 \Delta p_i + c_1 \Delta p_i^2 ; \Delta p_i = p_r - p_i ; p_r = \text{admis. mml} / \text{lg}$			
n	a_1	$10^4 b_1$	c_1
1000 ... 2800	0,9215	2,49	0

Tabel 5.18

$k_{n_j, p_i} = a'_1 + b'_1 \Delta n_j + c'_1 \Delta n_j^2 ; \Delta n_j = n_r - n_j \min^1 ; n_r = \text{admis}$			
p	a'_1	$10^6 b'_1$	c'_1
755	1,0024	0,1	0
740	1	0	0
710	0,988	1,2	0
680	0,979	1,55	0
650	0,966	1,77	0
620	0,973	1,99	0
590	0,954	2,1	0

5.2.5. Funcții de corecție a consumului specific efectiv de combustibil în condiții de variabilitate a temperaturii atmosferice

Pentru determinarea coeficientului de corecție pentru consumul specific efectiv de combustibil c_e , efectuăm calculul în același mod ca în subcapitolele anterioare

Reprezentăm grafic $c_e = f(\Delta T_i)$ pentru diferite temperaturi ale aerului la aspirație la sarcină plină a motorului (fig. 5.11)

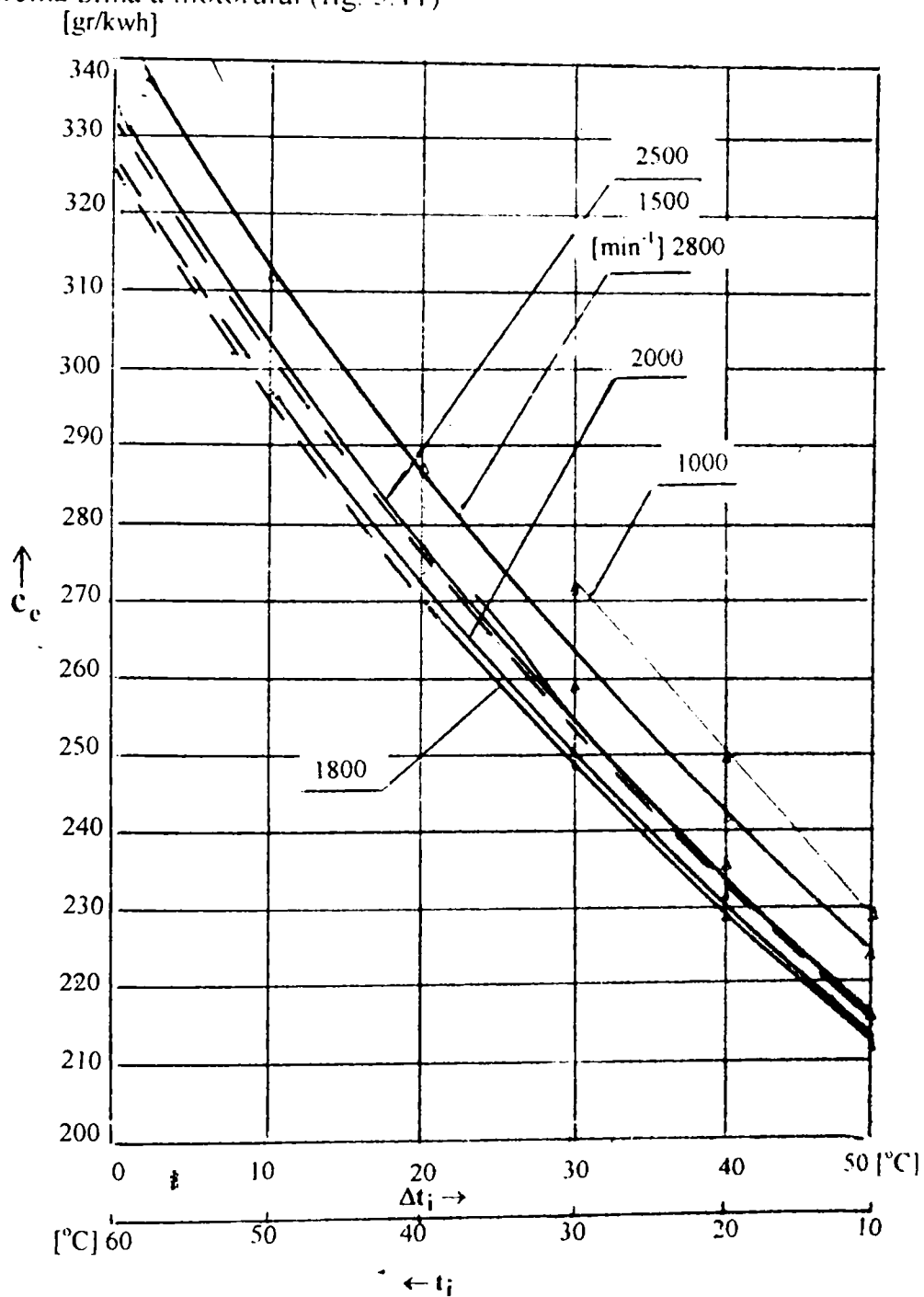


Fig. 5.11. Consumul specific $c_e = f(\Delta T_i)$ pentru $\eta_f = \text{ct.}$

S-a întocmit tabelul 5.19 cu valori ale lui c_{t_i, n_j} și β_{t_i, n_j} pentru diferențe succesive $\Delta T_i = 50, 40, 30, 20, 10, 0$ ale temperaturii în funcție de turație și s-a reprezentat grafic (fig 5.12).

$$\text{S-a notat: } \Delta T_i = t_r - t_i = 60^\circ - t_i, \beta_{t_i, n_j} = \frac{c_{t_i, n_j}}{c_{t_0, n_j}} \quad (5.26)$$

c_{t_i, n_j} , c_{t_0, n_j} – consumul specific efectiv la temperatura t_i , respectiv $t_0 = 20^\circ\text{C}$ pentru turație $n_j = \text{ct.}$

Tab. 5.19

$t_i [^\circ\text{C}]$	10	$20 = t_0$	30	40	50	60
$\Delta T_i = 60 - t_i [\text{k}]$	50	40	30	20	10	0
Condiție impusă: $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^\circ\text{C}$						
c_{t_i, n_1}	224	250	273	289	312	333
β_{t_i, n_1}	0,896	1	1,092	1,156	1,248	1,332
Condiție impusă: $n_2 = 1500 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^\circ\text{C}$						
c_{t_i, n_2}	215	238	258	276	299	318
β_{t_i, n_2}	0,903	1	1,084	1,159	1,256	1,336
Condiție impusă: $n_3 = 1800 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^\circ\text{C}$						
c_{t_i, n_3}	212	233,5	253	273	297	316
β_{t_i, n_3}	0,907	1	1,083	1,169	1,272	1,353
Condiție impusă: $n_4 = 2000 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^\circ\text{C}$						
c_{t_i, n_4}	213,5	233,5	252,4	274,7	297	317,5
β_{t_i, n_4}	0,914	1	1,080	1,176	1,272	1,359
Condiție impusă: $n_5 = 2500 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^\circ\text{C}$						
c_{t_i, n_5}	216	236	253	278	302	324
β_{t_i, n_5}	0,915	1	1,072	1,178	1,279	1,372
Condiție impusă: $n_6 = 2800 \text{ min}^{-1}$; $t_0 = 20^\circ\text{C}$						
c_{t_i, n_6}	224,6	242,5	259	288,8	313	336
β_{t_i, n_6}	0,926	1	1,068	1,190	1,290	1,385

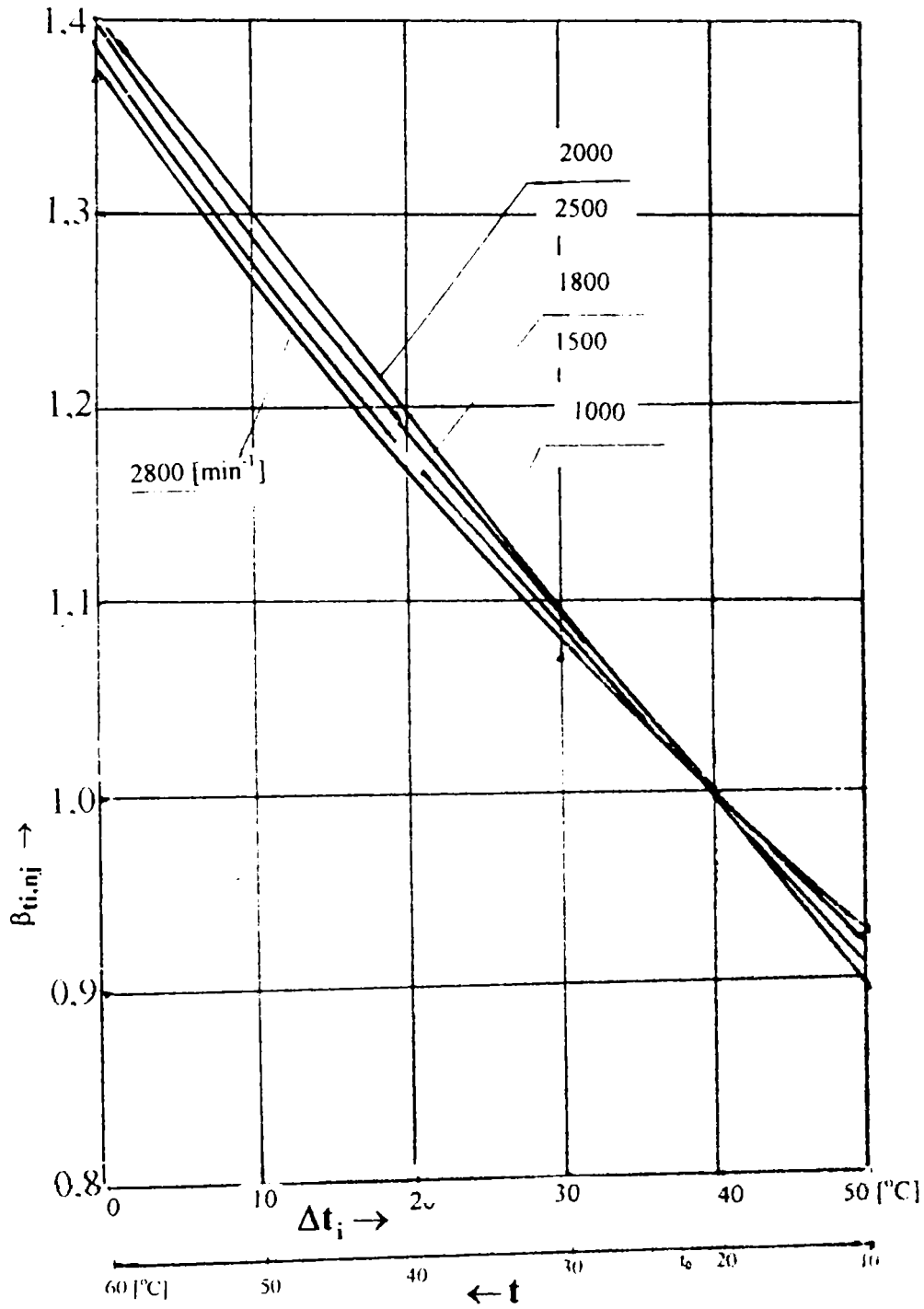


Fig. 5.12. $\beta_{t_i, n_i} = f(\Delta T_i)$, pentru motorul 798-05, în regim de funcționare în sarcină plină, $\varphi = 55\%$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$

În final se obțin ecuațiile:

$$\beta_{t_i, 1000} = 0,125 - 1,01 \cdot 10^{-2} \Delta T_i + 1,58 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2$$

$$\beta_{t_i, 1500} = 0,133 - 1,06 \cdot 10^{-2} \Delta T_i + 1,19 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2$$

$$\beta_{t_i, 1800} = 0,135 - 1,03 \cdot 10^{-2} \Delta T_i + 1,15 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2 \quad (5.27)$$

$$\beta_{t_i, 2000} = 0,136 - 0,93 \cdot 10^{-2} \Delta T_i + 1,12 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2$$

$$\beta_{t_i, 2800} = 0,138 - 0,88 \cdot 10^{-2} \Delta T_i + 1,07 \cdot 10^{-4} \Delta T_i^2$$

Continuăm cu calculul lui $\beta_{n_j, t_i = ct}$, definit de relația:

$$\beta_{n_j, t_i = ct} = \frac{c_{n_j, t_i = ct}}{c_{n_j, t_0 = ct}} \quad (5.28)$$

unde $c_{n_j, t_i = ct}$, $c_{n_j, t_0 = ct}$ – reprezintă consumul specific de combustibil la turații diferite pentru temperatura $t_i = ct$, respectiv $t_0 = ct$ (fig. 5.13)

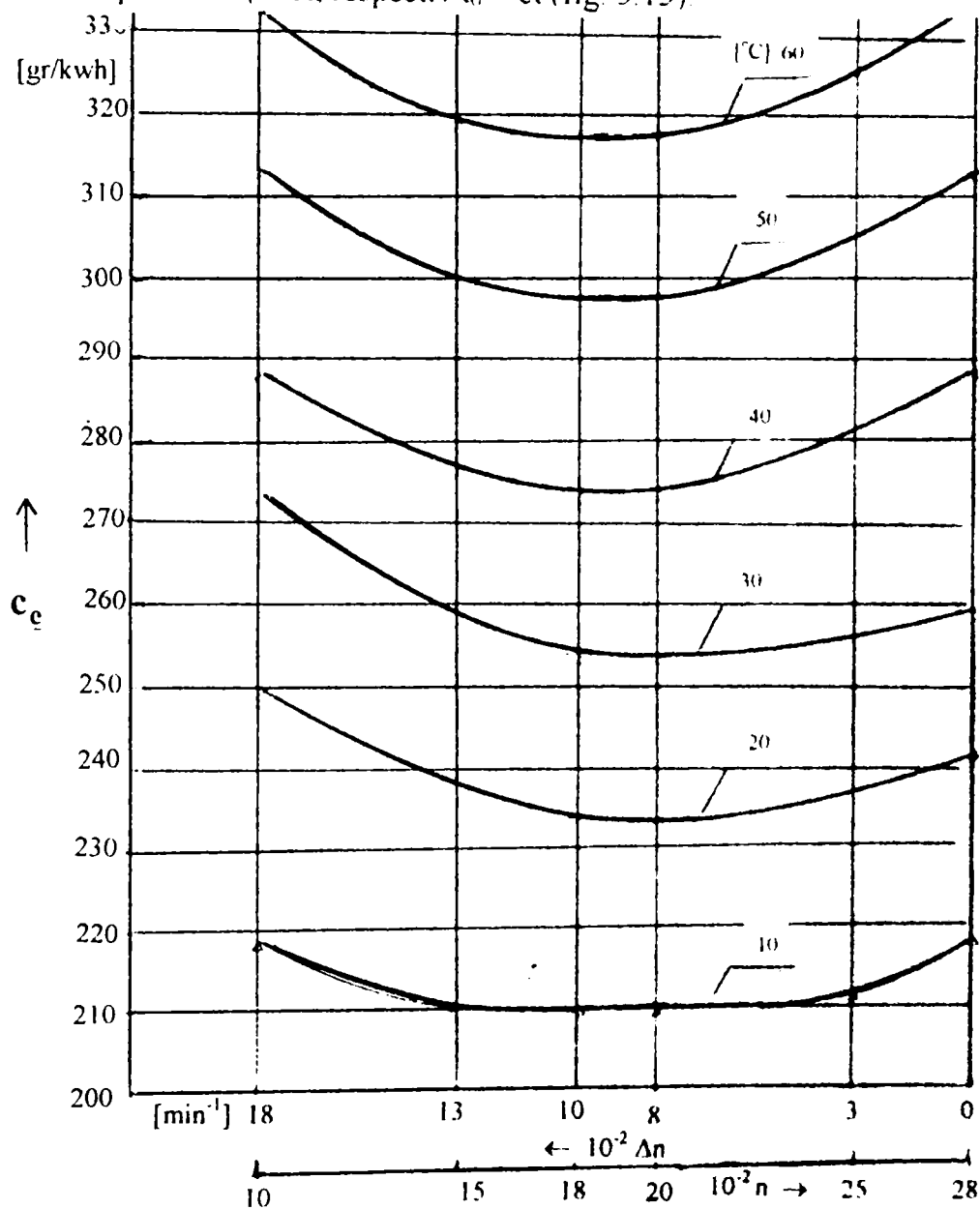


Fig 5.13. Consumul specific de combustibil $c_e = f(n)$ pentru valori diferite ale temperaturii cu motorul în sarcină plină.

Valorile măsurate și calculate sunt trecute în tab. (5.20).

Pentru rezolvare s-au scris ecuații sub formă de determinanți pentru 6 perechi de puncte ale dependenței grafice $\beta_{nj,t_i=ct} = f(\Delta n_i)$ (fig. 5.14). Cu ajutorul calculatorului s-au obținut ecuațiile:

$$\begin{aligned}
 \beta_{nj,t_1} &= 0,092 - 0,485 \cdot 10^{-4} \Delta n_i + 4,4 \cdot 10^{-8} \Delta n_i^2 \quad \text{pentru } t_1 = 10^{\circ}\text{C} \\
 \beta_{nj,t_2} &= 1 - 0 \Delta n_i + 0 \Delta n_i^2 \quad \text{pentru } t_2 = 20^{\circ}\text{C} \\
 \beta_{nj,t_3} &= 0,106 - 1,17 \cdot 10^{-4} \Delta n_i + 6,17 \cdot 10^{-8} \Delta n_i^2 \quad \text{pentru } t_3 = 30^{\circ}\text{C} \\
 \beta_{nj,t_4} &= 0,118 - 0,53 \cdot 10^{-4} \Delta n_i + 4,83 \cdot 10^{-8} \Delta n_i^2 \quad \text{pentru } t_4 = 40^{\circ}\text{C} \\
 \beta_{nj,t_5} &= 0,128 - 0,50 \cdot 10^{-4} \Delta n_i + 5,17 \cdot 10^{-8} \Delta n_i^2 \quad \text{pentru } t_5 = 50^{\circ}\text{C} \\
 \beta_{nj,t_6} &= 0,138 - 0,45 \cdot 10^{-4} \Delta n_i + 18,0 \cdot 10^{-8} \Delta n_i^2 \quad \text{pentru } t_6 = 60^{\circ}\text{C}
 \end{aligned} \tag{5.29}$$

Coefficienți de corecție pentru consum de combustibil

Tab. 5.20

n_i	1000	1500	1800	2000	2500	2800
$\Delta n_i = 2800 - n_i$	1800	1300	1000	800	300	0
$c_{nj,t_0=20}^{\circ}$	250	238	233,5	233,5	236	242,5
$c_{nj,t_1=10}^{\circ}$	224	215	212	213,5	216	224,6
$\beta_{nj,t_1=10}^{\circ}$	0,896	0,903	0,907	0,914	0,915	0,926
$c_{nj,t_2=30}^{\circ}$	273	258	253	252,4	253	259
$\beta_{nj,t_2=30}^{\circ}$	1,092	1,084	1,083	1,081	1,072	1,068
$c_{nj,t_3=40}^{\circ}$	289	276	273	274,7	278	288,8
$\beta_{nj,t_3=40}^{\circ}$	1,156	1,159	1,169	1,176	1,178	1,190
$c_{nj,t_4=50}^{\circ}$	312	299	297	297	302	313
$\beta_{nj,t_4=50}^{\circ}$	1,248	1,256	1,271	1,272	1,279	1,290
$c_{nj,t_5=60}^{\circ}$	333	318	316	317,5	324	336
$\beta_{nj,t_5=60}^{\circ}$	1,332	1,336	1,353	1,359	1,373	1,385

5.2.6. Funcții de corecție a consumului specific efectiv de combustibil în condiții de variabilitate a presiunii atmosferice

Repetăm calculul pentru consumul specific de combustibil în cazul modificării presiunii aerului la aspirație.

Reprezentăm grafic dependența $c = f(\Delta p_i)$ pentru $n_j = \text{ct}$ (fig. 5.15), întocmim tabelul 5.12 cu β_{p_i, n_j} , reprezentăm grafic $\beta_{p_i, n_j} = f(\Delta p_i)$ (fig. 5.16) și în final obținem ecuațiile:

$$\begin{aligned}
 c_{p_i, 1000} &= 0,996 - 3,14 \cdot 10^{-4} \Delta p_i \\
 c_{p_i, 1500} &= 0,999 - 3,07 \cdot 10^{-4} \Delta p_i \\
 c_{p_i, 1800} &= 0,999 - 0,29 \cdot 10^{-4} \Delta p_i \\
 c_{p_i, 2000} &= 0,999 - 0,28 \cdot 10^{-4} \Delta p_i \\
 c_{p_i, 2500} &= 0,999 - 0,27 \cdot 10^{-4} \Delta p_i \\
 c_{p_i, 2800} &= 0,999 - 0,27 \cdot 10^{-4} \Delta p_i
 \end{aligned} \tag{5.30}$$

În etapa următoare se reprezintă grafic dependența $c = f(n)$ pentru $p_i = \text{ct}$, a motorului tip 798 – 05 în sarcină plină (fig. 5.17), completăm tab. 5.21 cu valorile măsurate pentru c_{n_j, p_i} și valorile calculate β_{n_j, p_i} , reprezentăm grafic $\beta_{n_j, p_i} = f(\Delta n_i)$ (fig. 5.18) și în final obținem ecuațiile:

$$\begin{aligned}
 c_{n_j, p_1} &= 1,0026 - 0,11 \cdot 10^{-4} \Delta n_i && \text{pentru } p_1 = 755 \text{ mmHg} \\
 c_{n_j, p_2} &= 1 && \text{pentru } p_2 = 740 \text{ mmHg} \\
 c_{n_j, p_3} &= 0,9937 - 1,9 \cdot 10^{-4} \Delta n_i && \text{pentru } p_3 = 710 \text{ mmHg} \\
 c_{n_j, p_4} &= 0,9858 - 1,5 \cdot 10^{-4} \Delta n_i && \text{pentru } p_4 = 680 \text{ mmHg} \\
 c_{n_j, p_5} &= 0,9778 - 1,16 \cdot 10^{-4} \Delta n_i && \text{pentru } p_5 = 650 \text{ mmHg}
 \end{aligned}$$

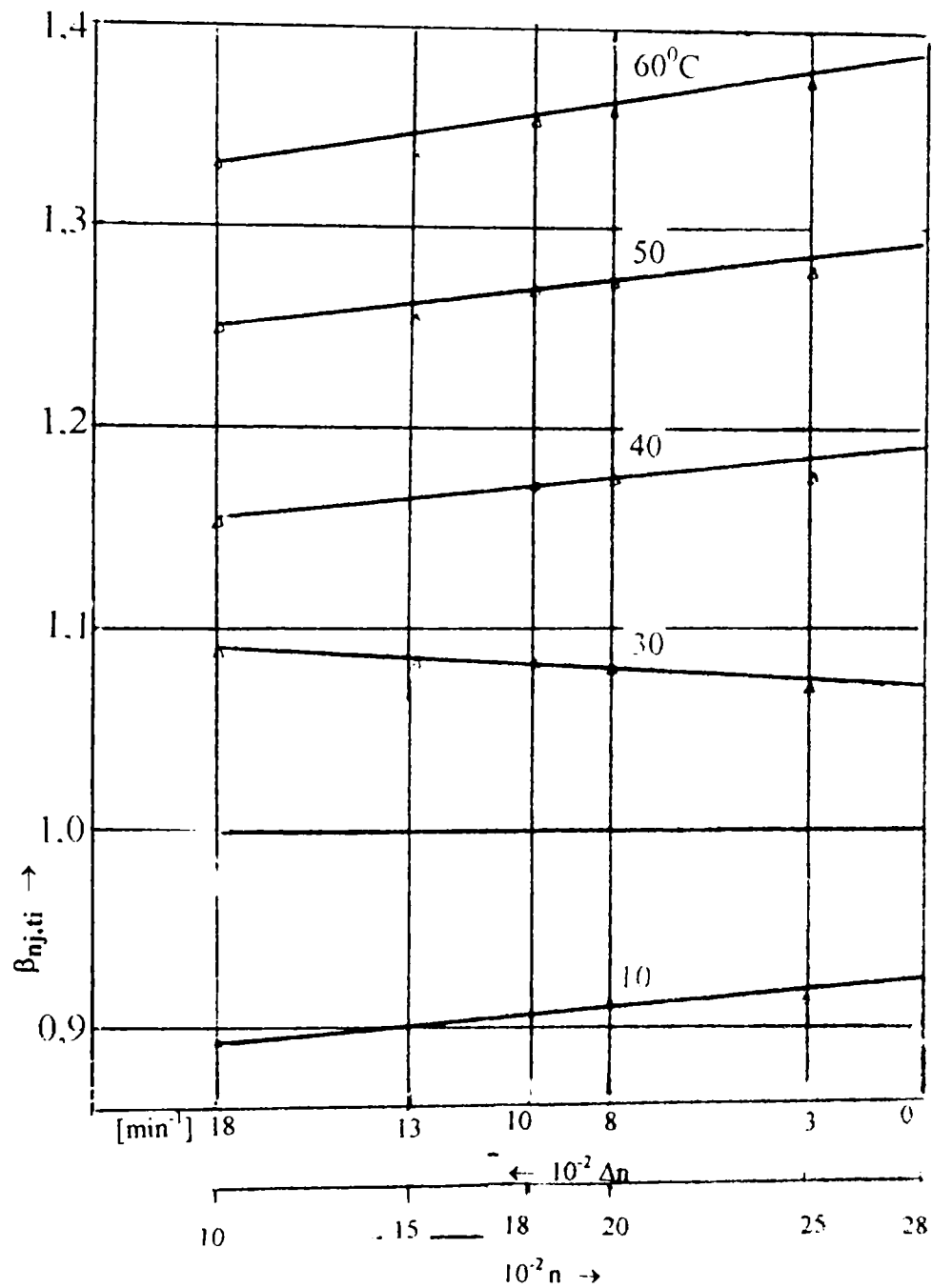


Fig. 5.14 Coeficienți de corecție pentru consum specific de combustibil $\beta_{n,t,ct} = f(\Delta n_t)$ la $t_1 = ct$ pentru diferite valori ale turației motorului cu poziția cremalierii în sarcină plină

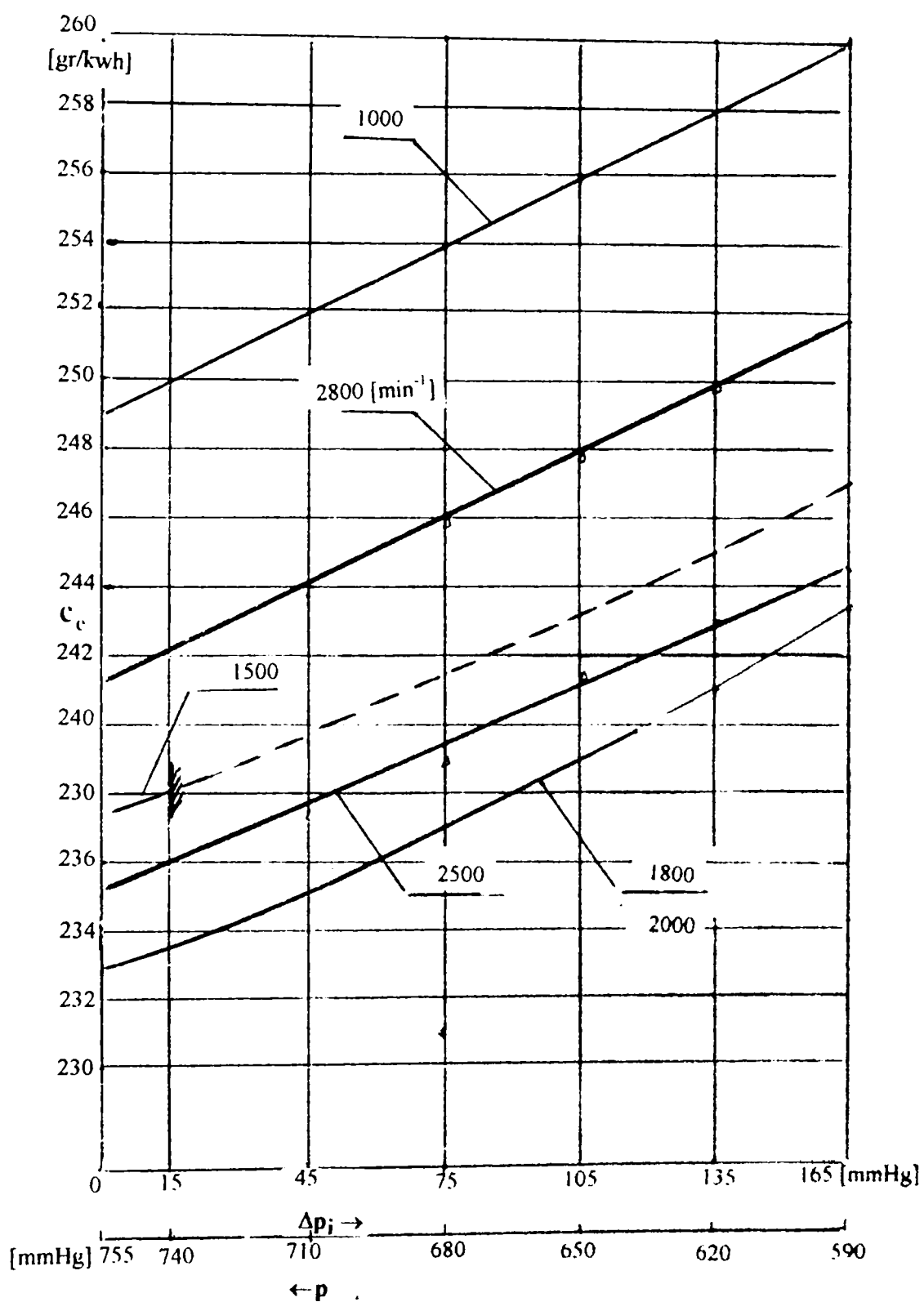


Fig. 5.15 Consumul specific de combustibil $c_c = f(p)$ la diferite turații cu poziția cremalierii în sarcină plină a motorului supraalimentat tip 798 - 05.

Coeficienți de corecție pentru consumul specific de combustibil

Tabelul 5.22

p_i [mmHg]	755	740	710	680	650	620	590
Δp_i [mmHg]	0	15	45	75	105	135	165
Condiție impusă: $n_1 = 1000 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
$c_{p_i, n_1=ct}$	249	250	252	254	256	258	261
$\beta_{p_i, n_1=ct}$	0,996	1	1,008	1,016	1,024	1,032	1,044
Condiție impusă: $n_2 = 1500 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
$c_{p_i, n_2=ct}$	237,4	238	-	-	-	-	-
$\beta_{p_i, n_2=ct}$	0,9974	1	-	-	-	-	-
Condiție impusă: $n_3 = 1800 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
$c_{p_i, n_3=ct}$	233	233,5	235	237	239	241	243,6
$\beta_{p_i, n_3=ct}$	0,9978	1	1,0064	1,0149	1,0235	1,0321	1,0432
Condiție impusă: $n_4 = 2000 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
$c_{p_i, n_4=ct}$	233	233,5	235	237	239	241	243
$\beta_{p_i, n_4=ct}$	0,9978	1	1,0064	1,0149	1,0235	1,0321	1,0406
Condiție impusă: $n_5 = 2500 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
$c_{p_i, n_5=ct}$	235	236	237,5	239	241,5	243	245
$\beta_{p_i, n_5=ct}$	0,9957	1	1,0063	1,0127	1,0233	1,0296	1,0381
Condiție impusă: $n_6 = 2800 \text{ min}^{-1}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $\varphi = 55\%$							
$c_{p_i, n_6=ct}$	241,9	242,5	244	246	248	250	251,8
$\beta_{p_i, n_6=ct}$	0,9975	1	1,0061	1,0144	1,0226	1,0309	1,0383

$$c_{n_j, p_6} = 0,9698 - 0,7 \cdot 10^{-4} \Delta n_i \quad \text{pentru } p_6 = 620 \text{ mmHg}$$

$$c_{n_j, p_7} = 0,9617 - 3,5 \cdot 10^{-4} \Delta n_i \quad \text{pentru } p_7 = 590 \text{ mmHg}$$

Coeficientul de corecție global se determină cu relația:

$$\beta_t = \sqrt{\beta_{t_i, n_j = ct} \cdot \beta_{n_j, t_i = ct}} \quad (5.31)$$

unde: $\beta_{t_i, n_j = ct} = d + e(t_r - t_i) + f(t_r - t_i)^2 + \dots$ (5.32)

$$\beta_{n_j, t_i = ct} = d_1 + e_1(n_r - n_i) + f_1(n_r - n_i)^2 + \dots$$

$p_r = 755 \text{ mmHg}$, $t_r = 60^\circ\text{C}$, $n_r = n_{pmax}$ presiunea, temperatura și turația de referință.

Coeficienții funcțiilor de corecție sunt centralizați în tabelele 5.22 și 5.25

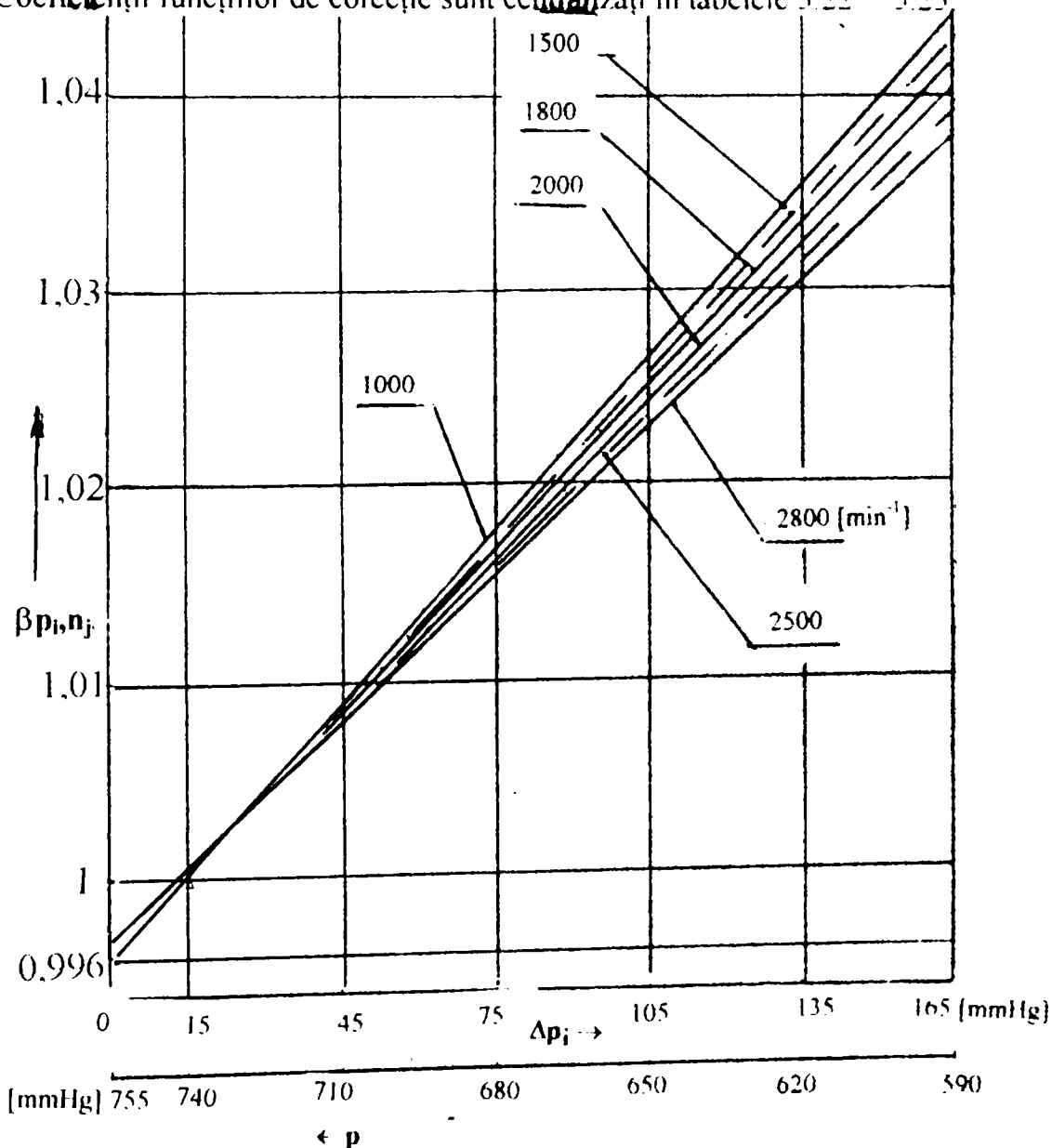


Fig. 5.16 Coeficienți de corecție pentru consumul specific de combustibil β_{p_i, n_j} pentru $n_i = ct$ și diferite valori pentru presiunea aerului p_i .

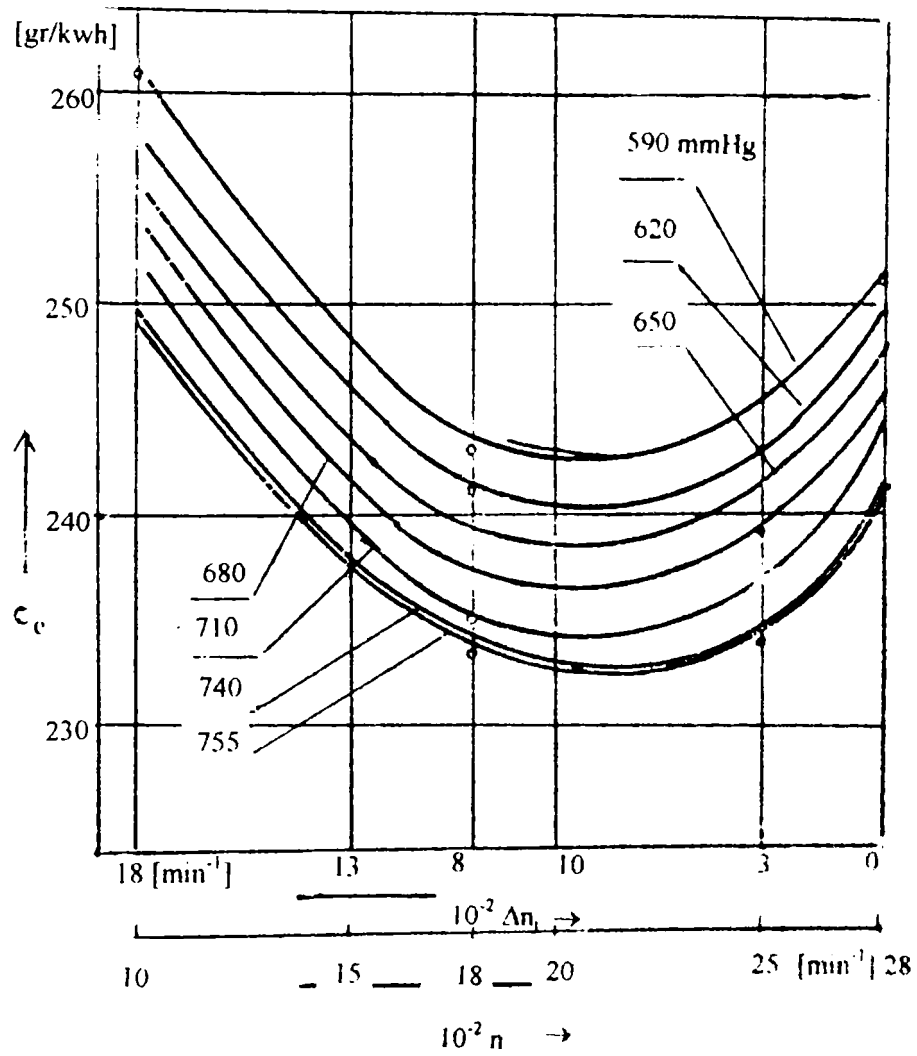


Fig. 5.17 Consumul specific de combustibil $c_c = f(n)$ pentru valori diferite ale presiunii aerului aspirat cu motorul în sarcină plină.

Coeficienți de corecție pentru consumul specific de combustibil

Tabel 5.23

n_j	1000	1500	1800	2000	2500	2800
$\Delta n_j = 2800 - n_i$	1800	1300	1000	800	300	0
$C_{n_j, p_0=15\text{mmHg}}$	41,2	72,5	86	93,2	108,5	112,9
Condiție impusă: $\Delta p_1=0, t_0 = 20^0\text{C}$						
$c_{n_j, p_1=ct}$	41,3	72,68	86,2	93,4	108,9	113,2
$\beta_{n_j, p_1=ct}$	1,0024	1,0024	1,0023	1,0021	1,0036	1,0026
Condiție impusă: $\Delta p_3=45 \text{ mmHg}, t_0 = 20^0\text{C}$						
$c_{n_j, p_3=ct}$	40,8	-	85,5	92,6	107,7	112,2
$\beta_{n_j, p_3=ct}$	0,9902	-	0,9941	0,9935	0,9926	0,9937
Condiție impusă: $\Delta p_4=75 \text{ mmHg}, t_0 = 20^0\text{C}$						
$c_{n_j, p_4=ct}$	40,5	-	84,7	91,8	166,9	111,3
$\beta_{n_j, p_4=ct}$	0,9830	-	0,9848	0,9849	0,9852	0,9858
Condiție impusă: $\Delta p_5=105 \text{ mmHg}, t_0 = 20^0\text{C}$						
$c_{n_j, p_5=ct}$	40,2	-	83,9	91	106,1	110,4
$\beta_{n_j, p_5=ct}$	0,9757	-	0,9755	0,9763	0,9778	0,9778
Condiție impusă: $\Delta p_6=135 \text{ mmHg}, t_0 = 20^0\text{C}$						
$c_{n_j, p_6=ct}$	39,9	-	83,2	90,3	105,3	109,5
$\beta_{n_j, p_6=ct}$	0,9684	-	0,9674	0,9688	0,9705	0,9698
Condiție impusă: $\Delta p_7=165 \text{ mmHg}, t_0 = 20^0\text{C}$						
$c_{n_j, p_7=ct}$	39,4	-	82,46	89,4	104,4	108,7
$\beta_{n_j, p_7=ct}$	0,9563	-	0,9588	0,9592	0,9622	0,9627

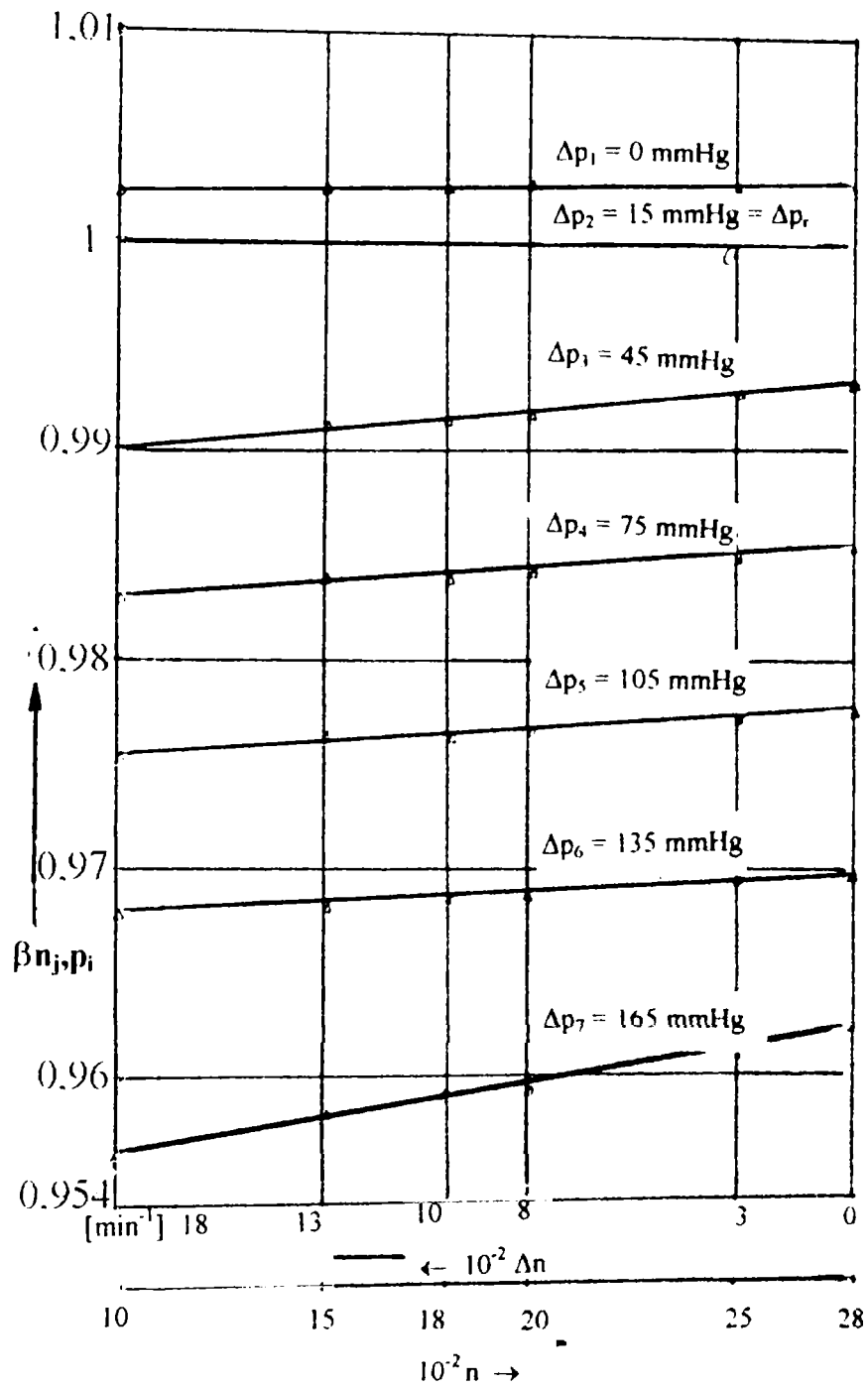


Fig.5.18 Coeficienți de corecție pentru consumul specific de combustibil β_{n_i, p_i} $f(\Delta n_i)$ la $p_i = ct$ cu motorul în sarcină plină.

Coeficientul de corecție global în funcție de presiune pentru consum specific de combustibil se determină cu relația:

$$\beta_p = \sqrt{\beta_{p_i, n_j = ct} \cdot \beta_{n_j, p_i = ct}} = \frac{c_{eo} \pm c_{ep}}{c_{ep}} \quad (5.33)$$

$$\text{unde: } \beta_{p_i, n_j = ct} = d' + e'(p_r - p_i) + f'(p_r - p_i)^2 + \dots$$

$$\beta_{n_j, p_i = ct} = d_1' + e_1'(n_r - n_j) + f_1'(n_r - n_j)^2 + \dots$$

Coeficienții funcțiilor de corecție d' , e' , f' , d_1' , e_1' , f_1' sunt centralizați în tabelele 5.25 și 5.27.

Funcția de corecție a consumului specific de combustibil la modificarea aerului aspirat, notat cu β , este definită de relația:

$$\beta = \frac{c_e}{c_{eo}} = \frac{c_{eo} \pm c_{et} \pm c_{ep}}{c_{eo}} = \frac{(c_{eo} \pm c_{et}) \pm (c_{eo} \pm c_{ep}) - c_{eo}}{c_{eo}} \quad (5.34)$$

$$\beta = \beta_p + \beta_t - 1$$

Tabelul 5.24

n	d	$10^2 e$	$10^4 f$
1000	0,125	-1,01	1,58
1500	0,133	-1,06	1,19
1800	0,135	-1,03	1,15
2000	0,136	-0,93	1,12
2500	0,137	-0,91	1,10
2800	0,138	-0,88	1,07

Tabelul 5.25

t	d'	$10^3 e'$	$10^5 f'$
10	0,092	-0,485	4,4
20	1	0	0
30	0,106	1,17	6,17
40	0,118	0,53	4,83
50	0,128	0,50	5,17
60	0,138	0,45	18

Tabelul 5.26

n	d_1	$10^4 e_1$	f_1
1000	0,996	-3,14	0
1500	0,999	-3,07	0
1800	0,999	-0,29	0
2000	0,999	-0,28	0
2500	0,999	-0,27	0
2800	0,999	-0,27	0

Tabelul 5.27

p	d'_1	$10^4 e'_1$	f'_1
755	1,0026	-0,11	0
740	1	0	0
710	0,9937	-1,9	0
680	0,9858	-1,5	0
650	0,9778	-1,16	0
620	0,9698	-0,7	0
590	0,9617	-3,5	0

5.3. INTERPRETAREA CRITICĂ A VERIDICITĂȚII RELAȚIILOR CONSACRATE COMPARATIV CU FUNCȚIILE DE CORECȚIE LA CORECTAREA PUTERII EFECTIVE PENTRU MOTOARELE SUPRAALIMENTATE DE PUTERI MICI.

5.3.1 Abilitarea relațiilor după K. Zinner în justapunere cu funcția de corecție propusă.

Valorile coeficienților de corecție k_t și k_p , calculați după formulele de calcul propuse de K. Zinner, sunt centralizate în tabelele 5.1 și 5.2. Aceste valori le comparăm grafic (fig. 5.19 a) cu cele obținute experimental. Se observă că puterea motorului, când parametrul temperatură este variabil, se modifică cu o valoare apreciabilă față de puterea calculată folosind relația propusă de K. Zinner. Acest lucru este scos în evidență printr-o curbă de abateri astfel că la $t = 60^{\circ}\text{C}$ diferența dintre coeficientul de corecție "Zinner" față de cel obținut prin măsurare este de +16,4%. Această abatere este reprezentată grafic în funcție de temperatură în fig. 5.20 a. Explicația este că relația de calcul a corecției nu se poate generaliza la toate tipurile de motoare supraalimentate. În cazul coeficientului de corecție determinat de modificarea presiunii atmosferice, din fig. 5.19 b se constată că, corectarea este mai pronunțată după K. Zinner, astfel că la o depresiune la aspirație de 165 mmHg ($p = 590 \text{ mmHg}$) valorile obținute din măsurători pentru corecție sunt cu 1,8% mai mici (vezi fig. 5.20 b).

5.3.2. Abilitarea relațiilor după recomandarea TGL 8346 fila 5 (Mai 1968), recomandarea CIMAC 1971 și standardul internațional ISO 3046/1- 1975.

În fig. 5.19 a, 5.19 b alături de reprezentarea grafică $k_t = f(t)$ și $k_p = f(p)$ obținută în urma măsurătorilor s-au trasat aceleași funcții de corecție obținute după recomandările amintite în lucrare. Ușor se poate constata că rezultatele sunt diferite de la caz la caz. În ceea ce privește curba de corecție a puterii la modificarea parametrului temperatură, se observă că, cu recomandarea TGL 8346 și standardul ISO 3046/1 se obțin valori mult mai apropiate față de cele măsurate în comparație cu recomandarea CIMAC 1971. Acest lucru este scos în evidență prin reprezentarea grafică a abaterii (fig. 5.20 a) (la $t = 60^{\circ}\text{C}$, $A_{\text{TGL}} = -4,2\%$; $A_{\text{ISO}} = -1\%$; $A_{\text{CIMAC}} = +8,5\%$).

Atunci când se modifică numai presiunea (fig. 5.19 a) se constată că, corecția obținută prin măsurători este mult mai mică decât cele recomandate și anume pentru o presiune a aerului $p = 590 \text{ mmHg}$, abaterea $A_{\text{ISO}} = A_{\text{CIMAC}} = -13,5\%$, iar $A_{\text{TGL}} = -17\%$.

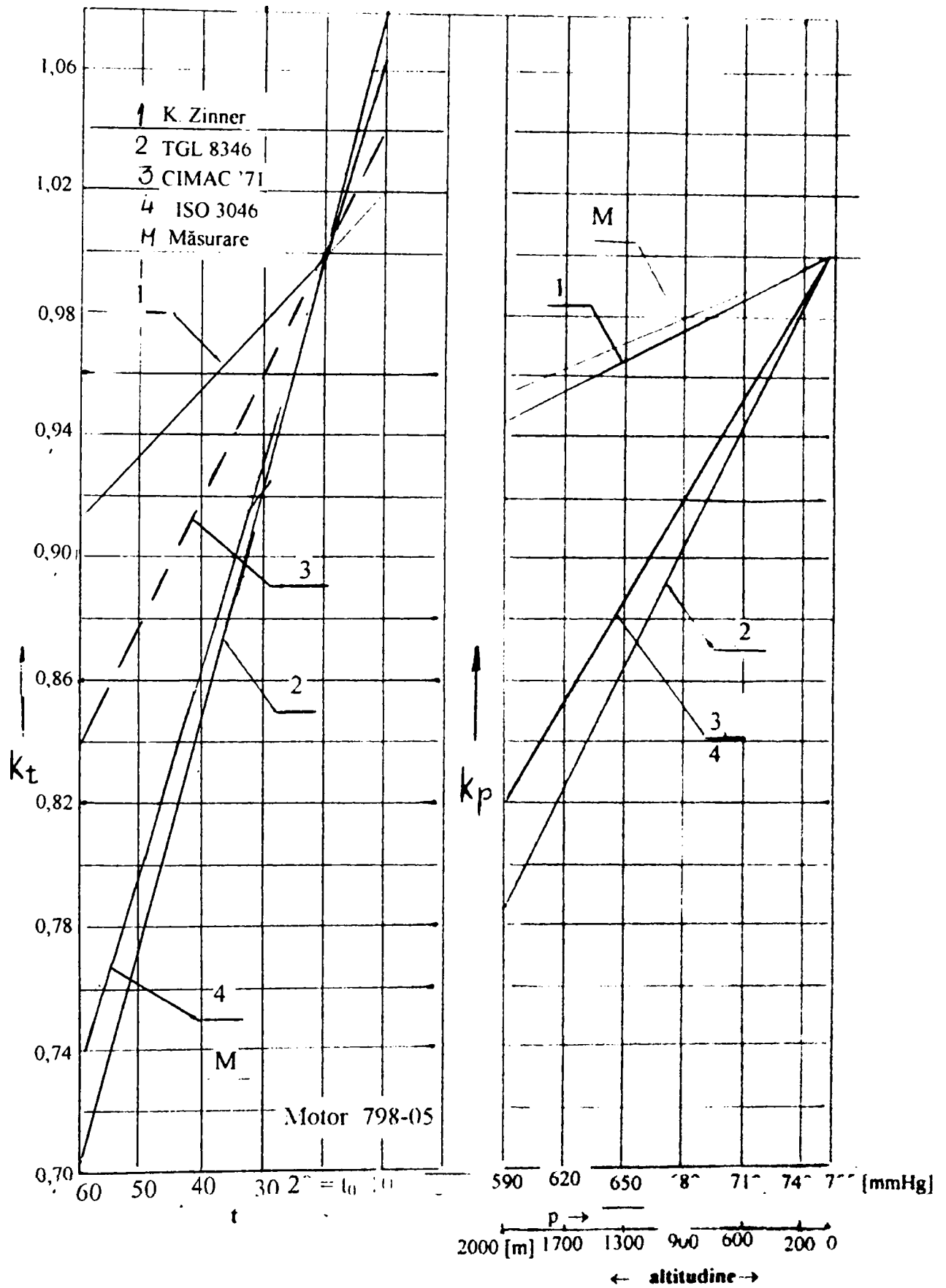


Fig. 5.19. Coeficienții de corecție k_t și k_p ai puterii efective în funcție de parametrii de stare ai aerului, temperatura și presiunea, determinați prin măsurare și calculați după diverse recomandări.

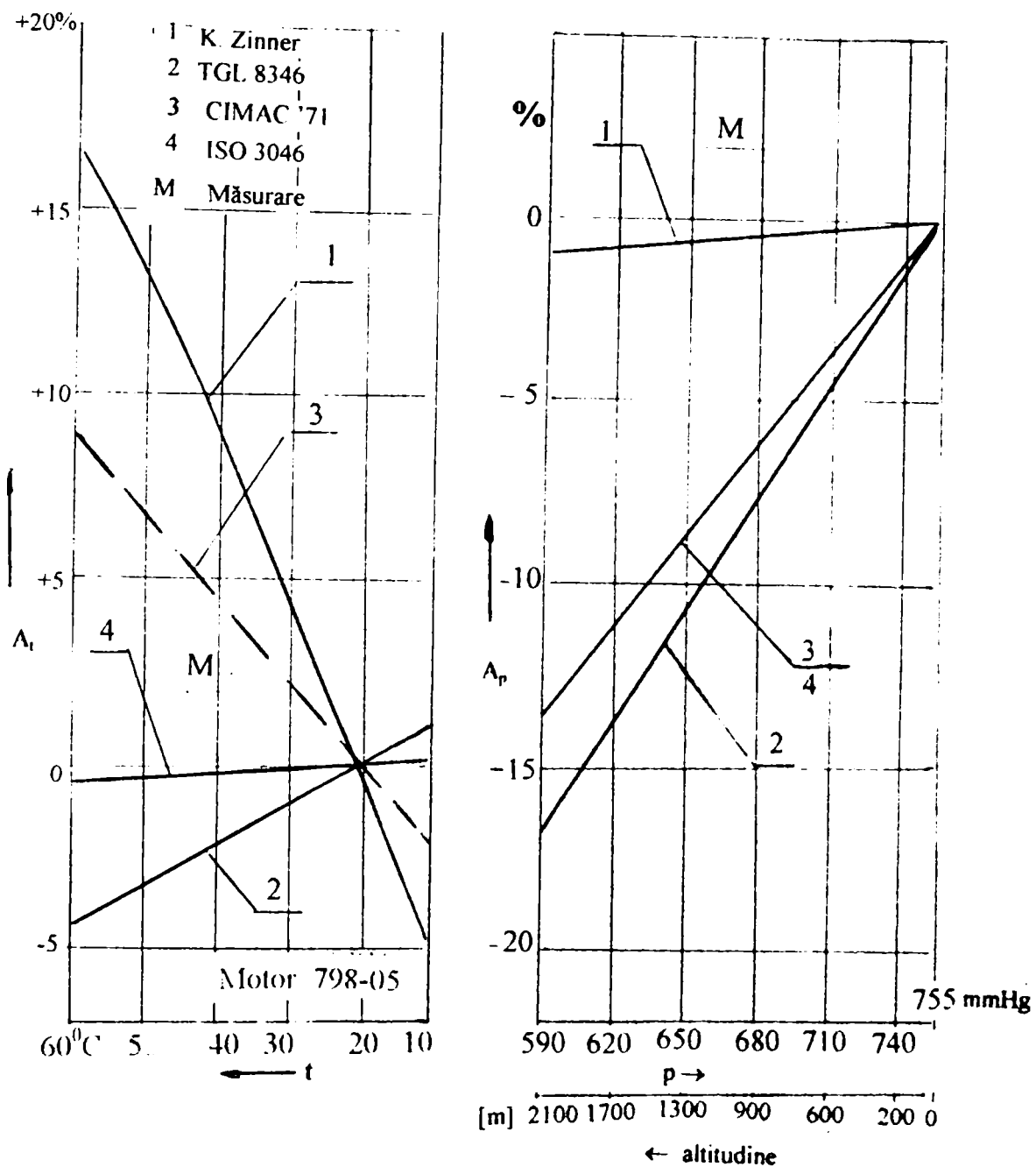


Fig. 5.20. Abaterile A_t și A_p ale coeficienților de corecție pentru putere calculate după diverse recomandări față de valoarea coeficientului determinat în baza măsurătorilor.

5.4. Concluzii

Relațiile de calcul oferite de literatura de specialitate și prezentate în lucrarea de față (K. Zinner), TGL 8346, CIMAC 1971, ISO 3046) au în componența lor exponenți pentru presiune și temperatură și alți coeficienți a căror valoare s-a determinat experimental și teoretic

La o primă apreciere se constată că acești coeficienți au valori diferite, ceea ce înseamnă că dacă le aplicăm pentru un motor obținem sigur valori diferite și de aici, funcționarea motorului cu risc.

Soluția propusă de autorul lucrării este că pentru un anumit de grup motor-turbosuflantă, funcția de corecție sub formă de ecuație este cunoscută. Este adevărat că aceste funcții de corecție sunt specifice modificării unui parametru de stare a aerului, presiune sau temperatură, dar între ele s-a găsit o relație de legătură.

PROCEDEU DE EVALUARE A FUNCȚIONĂRII ÎN COMUNA MOTORULUI DIESEL CU GRUP DE TURBOSUFLANTA ÎN CONDIȚII DE VARIABILITATE A PARAMETRILOR MEDIULUI AMBIANT

6.1 SUPRAALIMENTAREA CU GRUP TURBOSUFLANTA

6.1.1 CONSIDERAȚII GENERALE

Turbosupraalimentarea constituie cea mai eficientă metodă de îmbunătățire a indicilor economici ai motoarelor, și în mod special a celor cu aprindere prin compresiune. Acest procedeu de supraalimentare asigură o aplatizare a curbei consumului specific de combustibil – factor important la motoare frecvent exploatate la sarcini parțiale – precum și o reducere a poluanților din gazele arse evacuate de motor. Dezavantajele turbosupraalimentării se pot înlătura parțial sau în întregime prin acordarea optimă a turbosuflantei la caracteristica consumului de aer al motorului.

Regimul stabilizat de funcționare al motorului supraalimentat depinde în principal de echilibrul energetic dintre compresor și turbina. În lipsa unei metode analitice sau numerice de analiză și sinteză a regimurilor de funcționare, acordarea turbosuflanta – motor se realizează experimental, procedeu costisitor și de lungă durată.

Pornind de la această observație consider oportună folosirea programului DYN4 care știe să modeleze prin metoda umplerii și golirii (în regim cvasistationar de curgere) funcționarea ansamblului motor – grup turbosuflanta în condiții de variabilitate a parametrilor mediului ambiant.

6.1.2. PARAMETRII GRUPULUI TURBOSUFLANTA

Răspândirea largă a turbosupraalimentării motoarelor cu ardere internă se datorează autoreglării regimului de funcționare al motorului și turbosuflantei. Acest regim este precizat de obicei prin frecvența de rotație a arborelui motor n , și cantitatea de combustibil injectată pe ciclu m_c . Există o corespondență univocă între regimul de funcționare al motorului și cel al turbosuflantei.

Fiind determinat acest regim, principalele mărimi care precizează parametrii funcționali ai motorului turbosupraalimentat pot fi enumerați după cum urmează:

1. Parametrii principali ai suflantei :

$$\pi = \frac{p_1}{p_0}, \text{ raportul de comprimare al aerului} \quad (6.1)$$

\dot{m} [kg/s], debitul masic de aer

$$\eta_{ad} = \frac{L_{ad}}{L_s}, \text{ randamentul adiabatic sau izentropic} \quad (6.2)$$

Raportul π se poate calcula aproximativ cu relația:

$$\pi = \frac{p_e c_e \lambda L_{min}}{\Lambda \rho_0} \cdot \frac{T_1}{T} \quad (6.3)$$

unde: p_e [N/m²] – presiunea medie efectivă

c_e [kg/J] - consumul specific efectiv de combustibil

$\lambda \cong 2$ - coeficientul excesului de aer in cazul motorului $\tau_c = 4$ timpi

$\Lambda = 1,05 - 1,25$ - coeficientul de baleiaj a cărui valoare este influențată de rezistențele gazodinamice ale suflantei , motorului și turbinei , de unghiul corespunzător deschiderii simultane a supapelor $\Delta\alpha_s$

ρ [kg/m³] – densitatea aerului la aspirație

$$\text{Debitul masic: } \dot{m} = \Lambda i V_s \rho \frac{n}{30} \tau_c \quad (6.4)$$

unde: i = nr de cilindri

V_s = cilindrarea [m³]

$$\text{Consumul specific de aer: } c_a = \frac{c_i \lambda L_{min}}{\eta_m} \quad [\text{kg/kwh}] \quad (6.5)$$

$L_{min} = 14 \dots 14,3$ [kg aer/kg comb] pentru motorină

$\eta_m = 0,75 - 0,85$ la sarcină plină în funcție de mărimea motorului

Lucrul mecanic adiabatic specific necesar pentru comprimarea unui kg de aer:

$$L_{ad} = c_{ap} T \left(\pi^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right) \quad (6.6)$$

χ - coeficientul adiabatic al aerului; $\chi=1,4$

c_{ap} – căldura specifică a aerului la presiune constantă

Lucrul mecanic specific real :

$$L_s = \frac{c_{ap}}{\eta_{ad}} \cdot T \left[\pi^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right] \quad (6.7)$$

Puterea necesară antrenării suflantei :

$$P_s = \frac{L_s \cdot \dot{m}_a}{\eta_m} \quad \text{sau} \quad (6.8)$$

$$P_s = \frac{RT}{\eta_s} \cdot \frac{\chi}{\chi-1} \cdot \dot{m}_s \left(\pi^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right) \quad (6.9)$$

în care $\eta_s = \eta_m \eta_{ad}$ - randamentul suflantei (6.10)

Temperatura aerului după suflantă, fără răcitor intermediar, este :

$$T_1 = T + \frac{L_s}{c_{ap}} = T \left[1 + \frac{1}{\eta_{ad}} \left(\pi^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right) \right] \quad (6.11)$$

Pentru suflante centrifuge: $\eta_{ad}=0,7 \dots 0,8$

2. Parametrii principali ai turbinei sunt:

Lucrul mecanic specific obținut prin destinderea unui kg de gaze:

$$L_{ad} = \frac{\chi_g}{\chi_g - 1} R_{g1} T_{g1} \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\chi_g-1}{\chi_g}}} \right) \quad (6.12)$$

unde: indicele g – se referă la produsele arderii

$\chi_g \cong 1,35$ coeficientul adiabatic al gazelor

$\pi_T = \frac{P_{g1}}{P_{g2}}$ raportul de destindere în turbină

T_{g1} – temperatura gazelor înaintea turbinei [K]

p_{g1} – presiunea gazelor înaintea turbinei

p_{g2} – presiunea gazelor după turbină; $p_{g2} = 1,02 p$

Lucrul mecanic efectiv al turbinei :

$$L_T = \eta_T L_{ad} \quad (6.13)$$

$\eta_T = \eta_m \eta_{ad} = 0,65 \dots 0,7$ - randamentul turbinei

Puterea dezvoltată de turbina :

$$P_T = \eta_T \dot{m}_g L_{ad} \quad (6.14)$$

$$\dot{m}_g = \dot{m} + \dot{m}_c = \dot{m} \left(1 + \frac{1}{\lambda L_{\min}} \right) \quad (6.15)$$

m_g = debitul masic de gaze arse [kg/s]

m_c – debitul masic de combustibil

Raportul debitelor masice: $f = m_T/m = 1,03$ pentru $\lambda \cong 2$ și $\tau_c=4$.

Din egalitatea puterilor $P_s = P_T$, calculăm raportul de destindere π_T și presiunea înaintea turbinei pentru a asigura raportul de comprimare, π , al suflantei.

$$\frac{R T}{\eta_s} \cdot \frac{\chi - 1}{\chi} \cdot \dot{m} \left(\pi^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right) = R_g T_T \eta_T \frac{\chi_g}{\chi_g - 1} \dot{m}_g \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{\chi_g-1}{\chi_g}}} \right) \quad (6.16)$$

rezultă:
$$\frac{1}{\pi_T} = \left(1 - \frac{1}{ab} \right) \cdot \left(\pi^{\frac{\chi-1}{\chi}} - 1 \right) \quad (6.17)$$

unde:
$$a = \frac{R_g}{R} \frac{\chi - 1}{\chi} \frac{\chi_g}{\chi_g - 1}; \quad b = \frac{\dot{m}_g T_T}{\dot{m}_s T} \eta_{TS} \quad (6.18)$$

$\eta_{TS} = 0,45 \dots 0,7$ – randamentul total al turbosuflantei

În primă aproximație, presiunea și temperatura gazelor înaintea turbinei pot fi considerate egale cu presiunea și temperatura din colectorul de evacuare a gazelor.

Temperatura gazelor înaintea turbinei t_{g1} , se poate calcula și din relația de mai sus.

6.1.3. Condițiile funcționării în comun a motorului cu grupul de turbosupraalimentare

Pentru ca motorul împreună cu grupul turbosuflanta să funcționeze în regim stabil, între aceste agregate se stabilește corelație mecanică și gazodinamică.

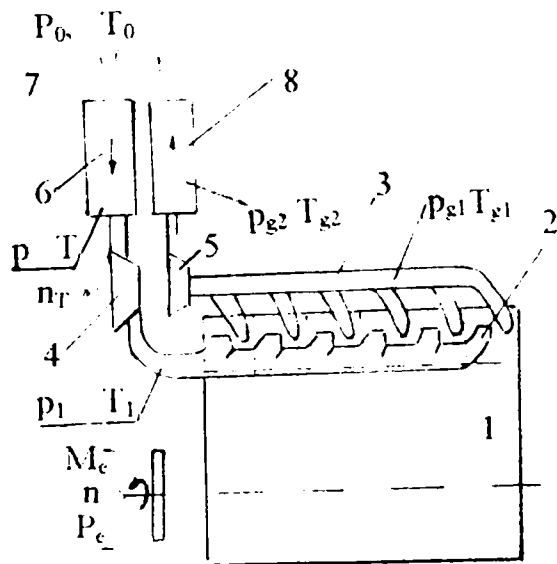
Corelația mecanică cuprinde relațiile:

$n_s = n_T = n_{TS}$, egalitate dintre turațiile suflantei și turbinei

$P_s = P_T$, egalitate dintre puterea suflantei și turbinei

Corelația gazodinamică este dată de ecuația conservării energiei și masei din cilindrul motor, colector de evacuare și admisie.

- presiunea maximă de ardere și gradientul maxim de creștere a presiunii din cilindru (p_{max} , Δp_{max})
- presiunea la începutul și sfârșitul comprimării
- cantitatea totală de fluid proaspăt trecută prin cilindrii motorului, cea reținută în cilindri și cantitatea de gaze reziduale
- temperatura fluidului motor la începutul și sfârșitul comprimării, temperatura maximă a fluidului motor din cilindru
- lucrul mecanic izentropic și cel efectiv la arborele turbosuflantei (L_{ads} , L_{adF} , η_{TS})
- presiunea de supraalimentare din colectorul de admisie și presiunile înainte de compresor și după turbină (fig. 6.1)



1. Motor Diesel
2. Colector admisie aer
3. Colector evacuare gaze
4. Suflantă
5. Turbină
6. Rezervor liniștire aer
7. Conductă admisie aer prevăzută cu instalație de încălzire
8. Rezervor liniștire gaze ardere

Fig. 6.1

Acordarea turbosuflantei cu motorul constă în stabilirea caracteristicilor suflantei și turbinei pentru regimurile de funcționare ale motorului astfel încât să se obțină randamente optime în condiții de funcționare stabile ale motorului și turbosuflantei.

Pentru a determina mărimea turbosuflantei se stabilește debitul de aer care trece prin motor:

$$\dot{m}_a = \dot{m} = \frac{c_a P_e}{3600} \text{ [kg/s]} \quad (6.19)$$

unde c_a [kg/kwh] - consumul specific de aer care se poate admite prin comparație.

Altă relație de calcul este:

$$\dot{m} = \frac{n}{120} V_t \Lambda \rho_s \text{ [kg/s]} \quad (6.20)$$

$$\text{sau } \dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho_0} = \frac{n}{120} V_t \Lambda \frac{T_0 p_1}{T_1 p_0} = ct \frac{p_1}{p_0} \text{ [m}^3/\text{s]} \quad (6.21)$$

reprezintă debitul volumic de aer care trece prin motor raportat la condițiile de la intrarea în suflantă.

Curba $p_1/p = f(V)$ (fig. 6.2) numită și caracteristica de înghițire, este o diagramă formată dintr-o rețea de linii paralele a căror înclinare depinde de modul de exploatare al motorului.

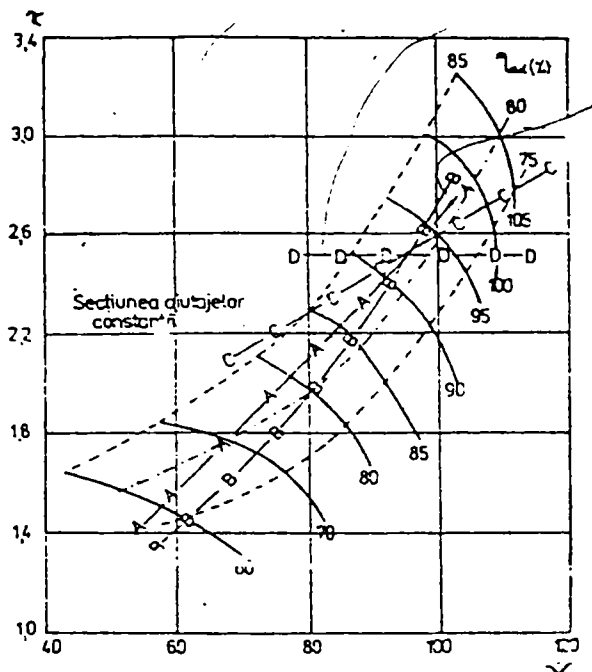


Fig. 6.2. Curbele de funcționare comune ale unui motor cu turbosuflantă reprezentate în caracteristicile suflantei

A-A-A pentru $P_c \neq ct$, $n = ct$
 D-D-D pentru $P_c = ct$, $n \neq ct$
 C-C-C pentru $p_c = ct$, $n \neq ct$

În fig. 6.2 se prezintă curbele de funcționare comună a motorului cu grupul turbosuflantă fără răcire intermediară.

Curbele corespund la următoarele trei cazuri care au cel puțin un punct comun:

1. A-A-A - la $n = ct$ și $P_c \neq ct$ corespunde unui randament indicat al suflantei în tot domeniul de funcționare. Se obține o acordare bună
2. A-B-B - la $p_c = ct$ și $n \neq ct$ curba de funcționare comună trece prin zona randamentelor maxime
3. A-C-C - la $P_c = ct$ și $n \neq ct$

Curba de acordare, ca reprezentare grafică depinde de caracteristicile turbinei, respectiv de posibilitatea de a furniza suflantei puterea la turația necesară realizării debitelor și rapoartelor de comprimare.

Caracteristicile turbinelor se pot stabili din expresia debitului masic al turbinei:

$$\dot{m}_g = \alpha A_{T0} \Psi_T \rho_{g1} \sqrt{2R_g T_{g1}} \quad (6.22)$$

unde A_{T0} reprezintă secțiunea echivalentă a turbinei

$$\Psi_T = \sqrt{\frac{\chi_g}{\chi_g - 1} \left[\left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{2}{\chi_g}} - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{\chi_g + 1}{\chi_g}} \right]} \quad (6.23)$$

Ținând cont că ρ_g depinde de p_{g1} și T_{g1} , se exprimă în funcție de acești parametri, se înlocuiește și se obține:

$$\Psi_T = f \left(\frac{\dot{m}_g}{\sqrt{T_{g1} / p_{g1}}} \right) \quad \text{sau} \quad \pi_T = f \left(\frac{\dot{m}_g}{\sqrt{T_{g1} / p_{g1}}} \right) \quad (6.24)$$

pentru care se construiesc caracteristicile turbinei.

Pentru a stabili curbele de funcționare comună a motorului cu piston și turbosuflantă este necesar a se cunoaște:

- caracteristicile suflantei și turbinei ;
- bilanțul energetic al turbosuflantei C_{TS}

$$C_{TS} = \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}} \frac{T_{g2}}{T} \eta_{TS} = \left(1 + \frac{C_e}{C_a} \right) \frac{T_{g2}}{T} \eta_{TS} \quad (6.25)$$

T_{g2} , T - temperatura gazelor la ieșirea din turbină, respectiv la intrare în suflantă

- caracteristica de alimentare a motorului.

Folosind metoda de calcul iterativă se stabilesc curbele de funcționare comună.

În fig. 6.3 s-a prezentat modul de determinare punctelor de funcționare. Parametrul de abscisă $\pi_T \psi_T$ se calculează cu relația:

$$\pi_T \psi_T = \dot{m}_g \sqrt{R_g p_{g1}} / p_{g2} A_T \quad (6.26)$$

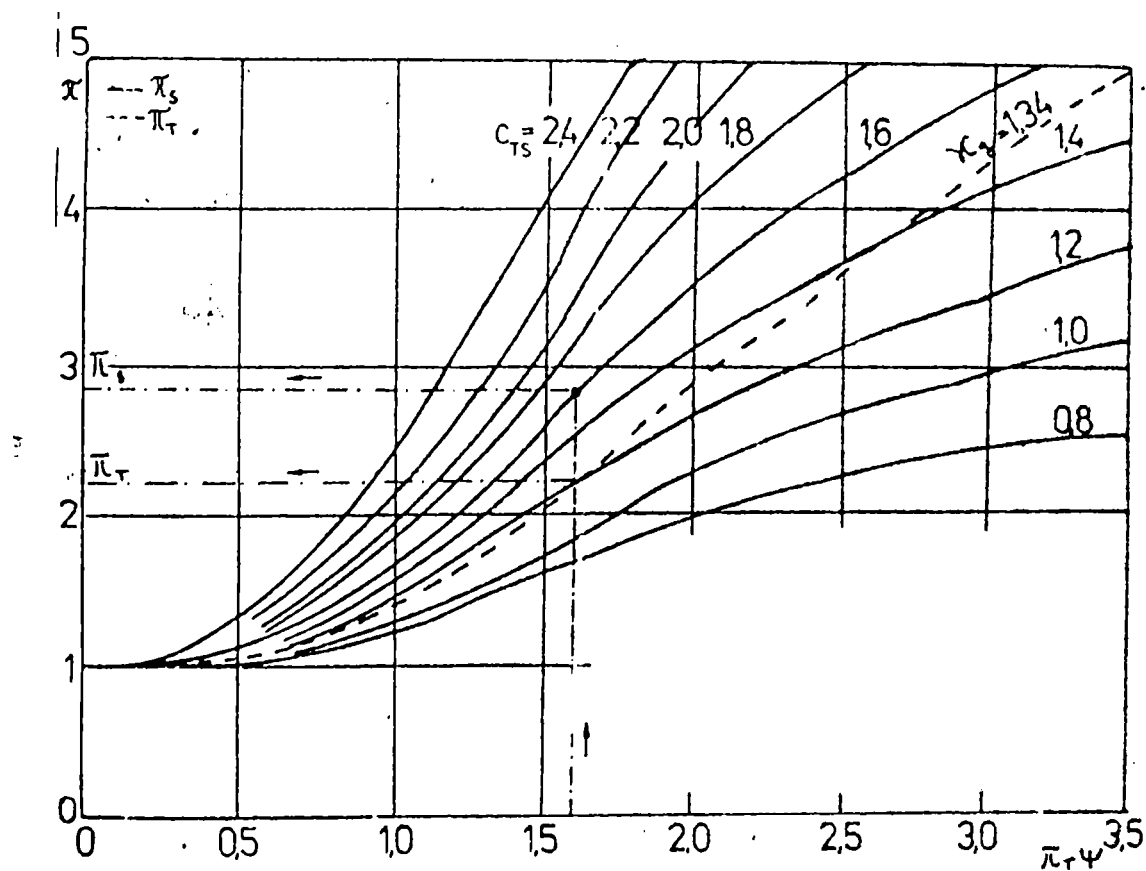


Fig. 6.3

Diagrama poate fi utilizată și pentru rezolvarea problemei inverse: fiind dat π să se determine π_T și ψ_T , adică să se determine mărimea turbosuflantei.

6.2. Calculul nivelului de performanță la funcționarea în comun a motoarelor cu grup de turbosuflantă în regim variabil pentru parametrii de stare, folosind caracteristicile universale ale turbinei și suflantei.

6.2.1. Caracteristicile adimensionale ale compresorului și ale turbinei.

La orice regim de funcționare a compresorului, performanțele acestuia sunt evidențiate de raportul de comprimare π și de randamentul compresorului η_s , valori ce depind la rândul lor de presiunea și temperatura aerului la aspirație.

Caracteristica de debit a compresorului reprezentată în fig. 6.4 este definită de relația:

$$\pi_c = f_1(m_a)|n_c = ct \quad (6.27).$$

O altă caracteristică de debit a compresorului poate fi definită și de relația:

$$\eta_c = f_2(m_a)|n_c = ct \quad (6.28)$$

unde m_a - este debitul de aer refulat de compresor.

Caracteristica de debit se reprezintă sub forma unei diagrame, fig. 6.4, în care peste curbele definite de relația 6.27 sunt suprapuse curbele de randament constant definite de relația 6.28.

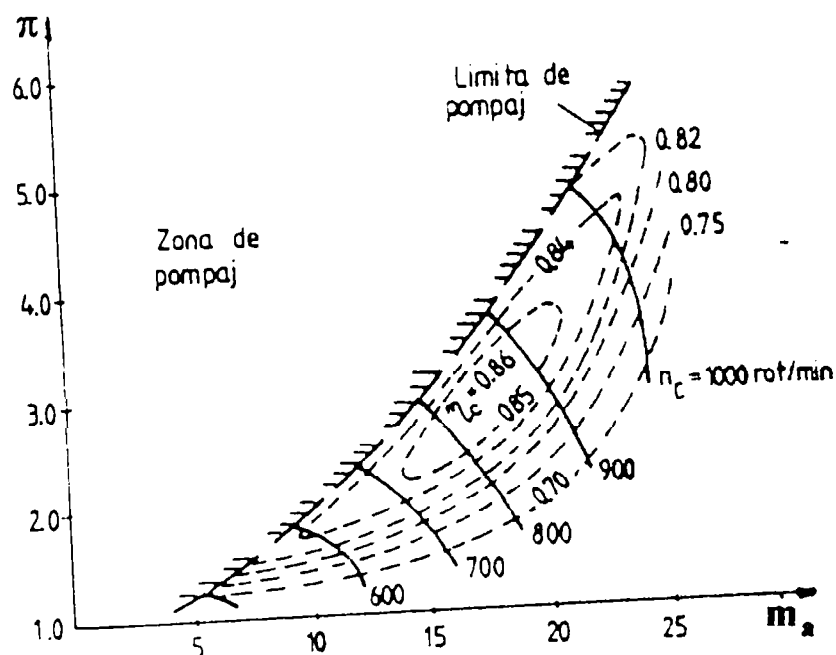


Fig. 6.4. Caracteristica de debit a compresorului m_a [kg/s].

Analizând caracteristica compresorului constatăm că pentru $n_c = \text{ct}$, dacă se reduce debitul m_a , crește raportul π_s până la o valoare maximă după care apare un regim instabil de funcționare numit pompaj (fenomenul este însoțit de o mișcare pulsatorie de joasă frecvență a coloanei de aer). Locul geometric al apariției pompajului, la diferite turații n_c , constituie limita de pompaj sau limita regimurilor stabile de funcționare.

Se înțelege că dacă se modifică parametrii (p , T) ai aerului la aspirație vom obține alte familii de curbe, definite de relațiile 6.27 și respectiv 6.28. Acest dezavantaj este eliminat dacă se construiește caracteristica universală (fig.6.5) ce este definită de relația:

$$\pi = f\left(\dot{m}_a \frac{\sqrt{T}}{p}\right) \Big|_{\frac{n_c}{\sqrt{T}} = \text{ct}} \quad (6.29)$$

unde: $\dot{m}_a \frac{\sqrt{T}}{p}$ - reprezintă parametrul de similitudine al debitului (6.30)

$\frac{n_c}{\sqrt{T}}$ - reprezintă parametrul de similitudine al turației (6.31)

Caracteristica universală se reprezintă sub forma unei diagrame, fig. 6.5, în care peste curbele definite de relația 6.29 sunt suprapuse curbele de randament constant definite de relația 6.28.

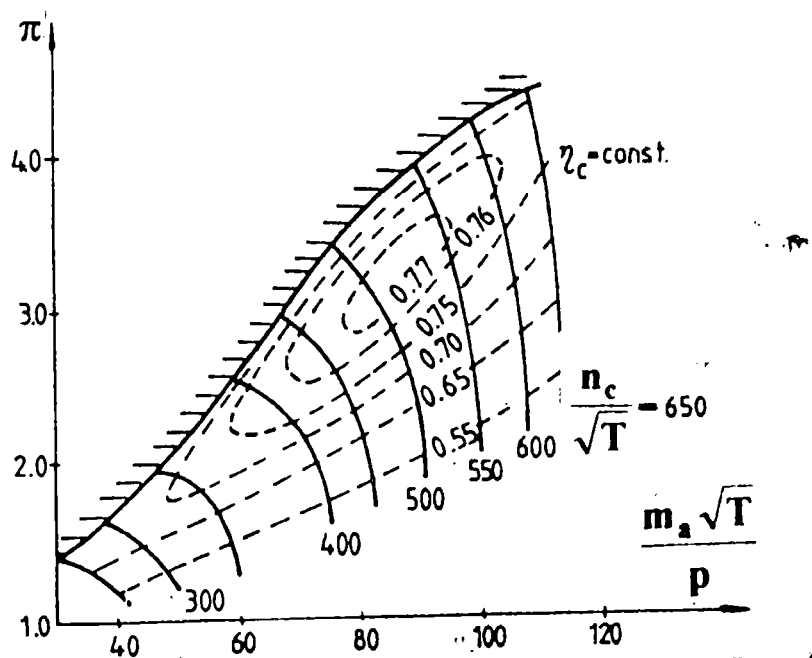


Fig. 6.5. Caracteristica universală a compresorului centrifugal.

În cazul acestei caracteristici universale, un punct reprezintă totalitatea regimurilor asemenea, indiferent de valoarea parametrilor de stare ai aerului la intrare în compresor sau turație.

Parametrii care influențează regimul de lucru al turbinei centripete sunt:

- presiunea p_{g1} din amonte turbinei, presiune determinată de regimul de funcționare al compresorului și de arhitectura colectorului de evacuare;

- temperatura T_{g1} din amonte turbinei care este dependentă de regimul de funcționare al motorului și izolația termică a colectorului de evacuare;

- turația grupului turbină – compresor dictată de egalitatea $n_T = n_c = n_{TC}$ (6.32)

- presiunea gazelor arse după turbină p_{g2} și presiunea atmosferică p .

Caracteristica de debit a turbinei este dată de relația:

$$\delta_T, \eta_u = f(p_{g1}, T_{g1}, n_{TC}, p_{g2}) \quad (6.33)$$

unde: $\delta_T = p_{g1}/p_{g2}$ - reprezintă gradul de destindere (6.34)

η_u - randamentul relativ

Ca și în cazul compresorului, este mult mai convenabil să folosim caracteristica universală, definită de relația (este cea mai utilizată):

$$\delta_T, \eta_u = f\left(m_g \frac{\sqrt{T_{g1}}}{p_{g1}}\right) \Big|_{\frac{n_{TC}}{\sqrt{T_{g1}}} = ct} \quad (6.35)$$

a cărei reprezentare este dată în figura 6.6:

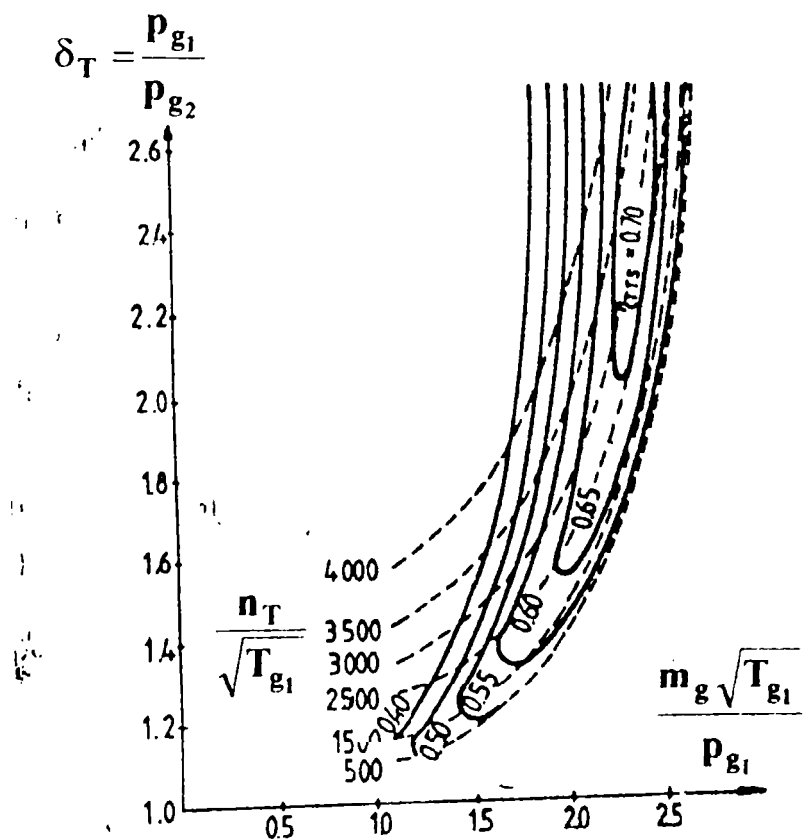


Fig. 6.6. Caracteristica universală a grupului turbosuflantă.

unde: $\frac{n_T}{\sqrt{T_{g1}}}$ - reprezintă parametrul de similitudine a turației (6.36)

$\frac{\dot{m}_g \sqrt{T_{g1}}}{p_{g1}}$ - reprezintă parametrul de similitudine a debitului (6.37)

6.2.2. Determinarea punctului comun de funcționare a motorului cu grupul de turbosupraalimentare (TSA)

Elementele necesare stabilirii punctului comun de funcționare a MAI și TSA sunt:

- linia caracteristică a consumului de aer al motorului cu ardere internă MAI;
- caracteristica universală a compresorului;
- caracteristica universală a turbinei

Linia caracteristică a consumului de aer constă într-o curbă de variație a debitului de aer m_a cerut de motor în funcție de gradul de comprimare π .

Pentru un motor în patru timpi, debitul m_a este dat de relația:

$$\dot{m}_a = \frac{n}{2} V_s \rho_a \eta_v \quad (6.38)$$

unde: V_s – cilindreea

η_v – coeficientul de umplere

ρ_a – densitatea aerului din colectorul de admisie care se calculează cu relația:

$$\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad (6.39)$$

iar $T_1 \cong T + \frac{T}{\eta_s} \left[\left(\frac{p_1}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$ (6.40)

indicii inferiori "1", "2" corespund conform schemei din figura 6.1.

Stabilirea punctului comun de funcționare a MAI și TSA se realizează prin trasarea peste caracteristica compresorului a liniei consumului de aer al motorului și caracteristicii turbinei, în ipoteza $m_a = m_g$.

6.2.3 Acordarea grupului TSA cu motorul la diferite regimuri.

Această acordare presupune îndeplinirea următoarelor condiții:

- linia caracteristică a consumului de aer al MAI să fie plasată la cel puțin 10% din debitul de aer, m_a , de limita de pompaj a compresorului centrifugal;
- linia caracteristică a consumului de aer al MAI să fie situată în zona randamentelor maxime ale compresorului și turbinei;
- diferența de presiune dintre colectorul de admisie și cel de evacuare, evidențiată prin diferența ($\pi_s - \delta_T$) să asigure baleiajul cilindrilor la orice regim de funcționare.

Pentru că turbina funcționează eficient pentru o gamă de debite de gaze care o traversează, este suficient de a o observa poziția caracteristică de consum de aer m_a trasată peste caracteristica compresorului.

Pentru exemplificare mi-am propus să prezint modul de acordare a turbocompresorului cu MAI pentru regimurile de funcționare turație constantă (fig.6.7) și sarcină constantă (fig.6.8).

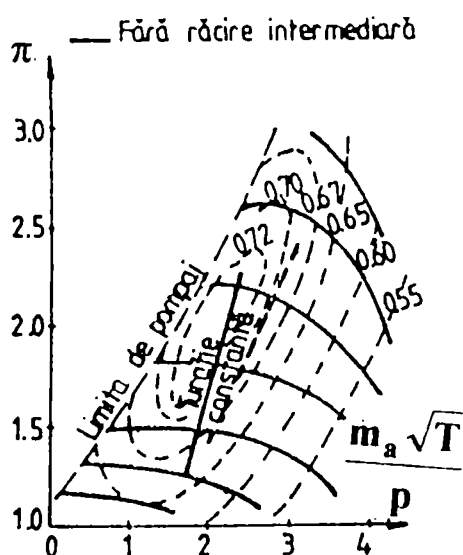


Fig. 6.7. Acordarea grupului turbosuflantă cu MAI pentru funcționarea la turație ct.

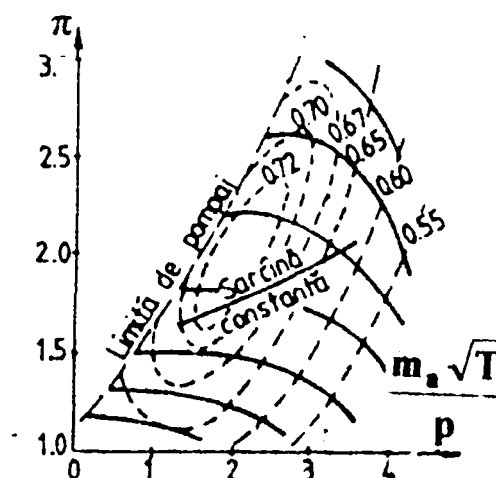


Fig. 6.8. Acordarea grupului turbosuflantă cu MAI pentru funcționarea la sarcină ct.

În primul caz, mărimea debitului de aer este influențată de valoarea densității aerului care crește pe măsură ce crește sarcina motorului, iar în cel de-al doilea caz m_a este diferența de variație a turației.

6.3. Funcționarea în comun a MAI cu grupul TSA pentru regim variabil al parametrilor de stare la intrare în compresor utilizând diagrama în patru cadrane.

Pentru determinarea punctelor de funcționare în comun a MAI cu grupul de TSA se utilizează:

- pentru turbocompresor cele două caracteristici universale ale turbinei și compresorului;
- pentru motor – mărimile determinate pe bază de calcul termodinamic:
 - temperatura de ardere în fața turbinei, t_g
 - coeficientul de umplere, η_v
 - durata arderii, $\Delta\alpha_{ar}$
 - valoarea randamentului mecanic η_m
 - schimbul de căldură

Pentru calculul punctelor de funcționare comună a grupului TSA cu MAI în patru timpi se utilizează diagrama în patru cadrane realizată de Gustav Winkler, cu parametrii adimensionali având cele patru semiaxe comune pentru câte două cadrane, iar punctul de funcționare este determinat de următoarele patru coordonate:

1. raportul $\frac{p_{g1}}{p_{g2}}$ al presiunilor gazelor arse înainte și după turbină;
2. raportul $\frac{p_1}{p}$ al presiunilor aerului după și înainte de compresor;
3. raportul $\frac{\dot{m}_g}{A_p \cdot \rho \cdot a}$ dintre debitul masic al gazelor de evacuare și produsul dintre suprafața pistonului A_p , densitatea aerului ρ și viteza sunetului, a , în aerul din zona de admisie în compresor;
4. raportul $\frac{\dot{m}_g}{A_t}$ dintre debitul masic al gazelor arse și secțiunea la intrare în turbină.

Locul unde sunt măsurate aceste mărimi este prezentat în figura 6.9.

În cadranul unu, delimitat de parametrii $\frac{p_s}{p}$ și $\frac{p_g}{p}$ se reprezintă parametrul k_0 și k_1 .

Parametrul k_0 este aproximativ egal cu randamentul turbosufletei:

$$K_0 = f \eta_{TS} T_1/T = \eta_{TS} = \eta_T \eta_s = (0,62 \dots 0,7) (0,52 \dots 0,63) \quad (6.41)$$

unde: $f \cong 1$ - reprezintă raportul dintre debitul gazelor arse și debitul de aer

$\frac{T_1}{T}$ - raportul temperaturilor absolute ale aerului la intrare în motor și compresor.

Parametrul K_1 , dat de relația:

$$K_1 = \frac{1 - \eta_i - \eta_R}{f \lambda \eta} \cdot \frac{\chi_g - 1}{\chi_g} \cdot \frac{p_i}{p} \quad (6.42)$$

este calculat conform primului principiu al termodinamicii - partea căldurii de ardere care nu se transformă în lucru mecanic și care nu este evacuată prin instalația de răcire este conținută în gazele de ardere.

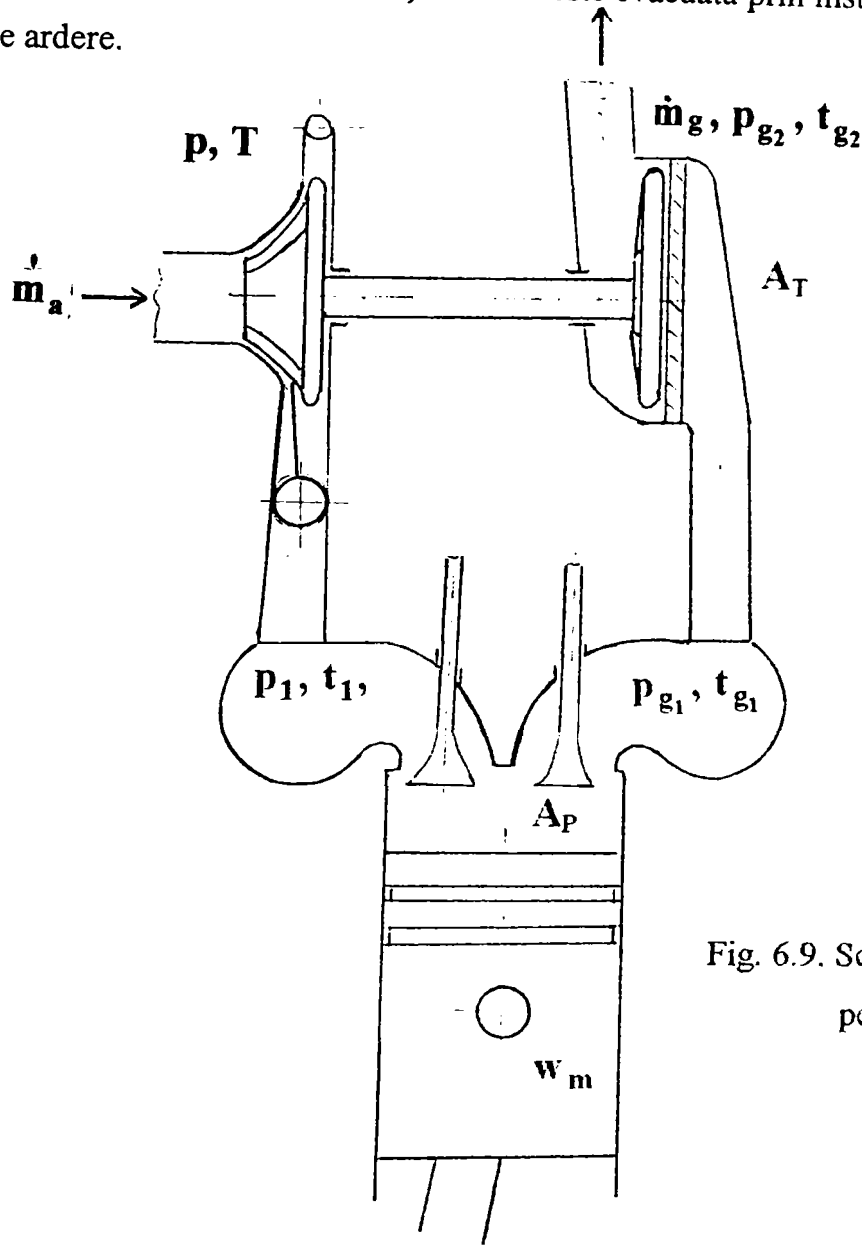


Fig. 6.9. Schema motorului turbosupraalimentat pentru descrierea stării de funcționare

$$(T_{g2} - T_1) m_g c_{pg} = (1 - \eta_i - \eta_R) m_c H_i \quad (6.43)$$

unde: η_R - raportul dintre căldura evacuată prin instalația de răcire și căldura dezvoltată în cilindru

m_c - masa combustibilului ars în cilindru

H_i - puterea calorică inferioară

η_i - randamentul indicat

Prin asociere cu relațiile:

$$p_i = \frac{\eta_i \cdot m_c \cdot H_i}{V_s} \quad (6.44)$$

$$\dot{m}_g = f \dot{m}_a = f \lambda \rho_a V_s \quad (6.45)$$

$$\rho_a = \frac{p_1}{R_a T_1}; R_a \cong R_g; \frac{T_{g1}}{T_1} = 1 + K_1 \frac{p_{g1}}{p_1} \quad (6.46)$$

se obține:

$$K_1 = \frac{1 - \eta_i - \eta_R}{f \lambda \eta_v} \cdot \frac{\chi_g - 1}{\chi_g} \cdot \frac{p_i}{p} \quad (6.47)$$

Notatiile folosite:

R_a, R_g – constanta generală pentru aer și pentru gazele arse.

Prin atașarea diagramei auxiliare la primul cadran se determină temperatura medie a gazelor de evacuare.

În cadranul I se reprezintă o linie punctată la 45° ce corespunde situației când presiunea agentului de lucru înainte și după motor sunt egale (nu se arde combustibil).

Parametrul K₂ se deduce punând condiția :

$$\frac{\dot{m}_g}{A_p \rho_a a} = K_2 \frac{p_1}{p} \quad (6.48)$$

$$\text{Înlocuind: } \dot{m}_g = f \lambda \rho_a V_s n/2, \text{ pentru MAI în patru timpi} \quad (6.49)$$

$$V_s = A_p S \quad (6.50)$$

$$W_m = 2 S n \quad \text{viteza medie a pistonului}$$

$$\text{Obținem: } K_2 = f \lambda \frac{T}{T_1} \frac{W_m}{4a} \quad (6.51)$$

relație ce reprezintă în cadranul II o familie de drepte cu originea sub punctul "D".

În acest cadran se reprezintă și linia corespunzătoare limitei de pompaj.

În cadranul III se reprezintă parametrul K₃ = K₁ K₂, care este o măsură a puterii raportată la aria pistonului motorului.

Cadranul IV evidențiază legătura dintre debitul masic, m_g, și raportul de destindere al turbinei, δ_T:

$$m_g = \alpha A_T p_{g1} \sqrt{2 R_g T_{g1}} \cdot \psi \quad (6.52)$$

unde: A_T - suprafața echivalentă a turbinei

$$\psi = \sqrt{\frac{\chi_g}{\chi_g - 1} \left[\left(\frac{p_{g2}}{p_{g1}} \right)^{\frac{2}{\chi_g}} - \left(\frac{p_{g2}}{p_{g1}} \right)^{\frac{\chi_g - 1}{\chi_g}} \right]} \quad \text{- funcție de debit} \quad (6.53)$$

α - factor care ține seama de pulsațiile debitului de gaze.

Prin transformare se obține:

$$\frac{m_g}{A_p \cdot \rho_g \cdot c_{pg}} \cdot \frac{p_{g1}}{p_{g2}} \sqrt{\frac{T}{T_1}} = K_4 \psi \frac{p_{g1}}{p_{g2}} \sqrt{\frac{2}{\chi_g}} \quad (6.54)$$

$$\text{unde: } K_4 = \alpha \cdot \frac{A_T}{A_p} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_1}} \quad (6.55)$$

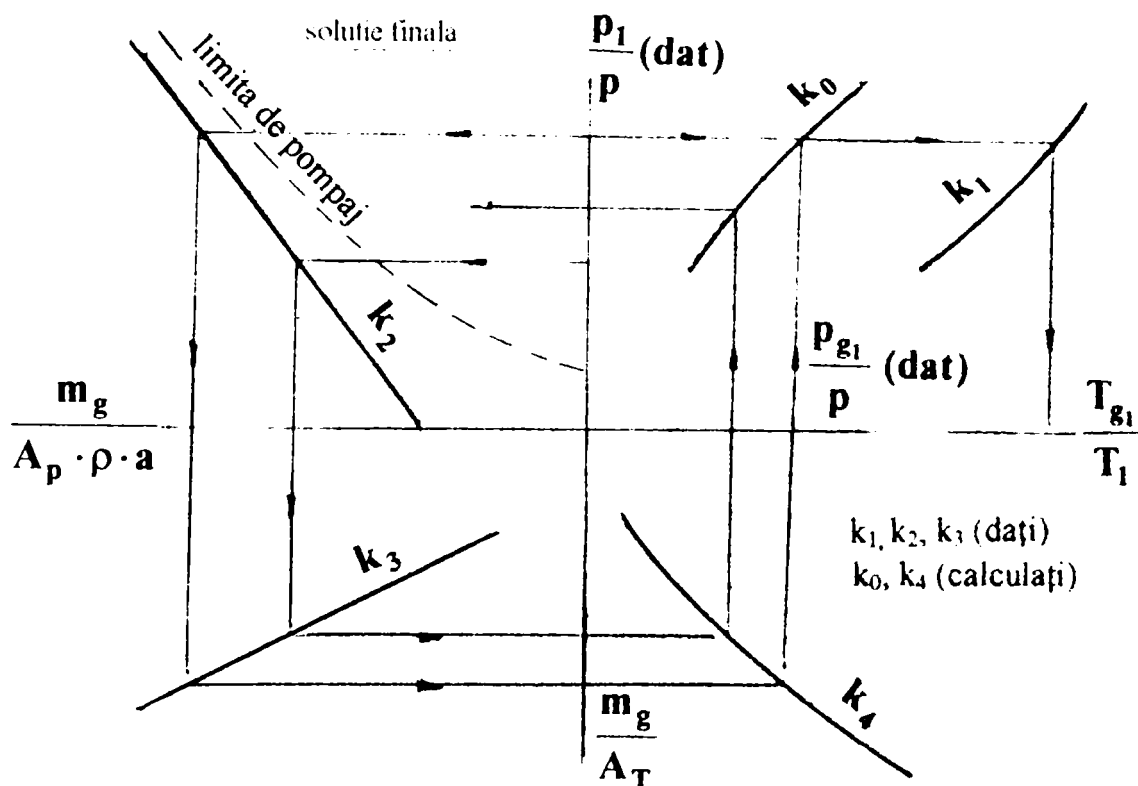


Fig. 6.10. Determinarea iterativă a punctului de funcționare în comin cu diagrama cu cele 4 cadrane

În folosirea diagramei avem situațiile:

- punctele de funcționare se determină iterativ
- dacă punctele de funcționare ale motorului sunt date, atunci se caută punctele de funcționare ale turbocompresorului dat; cazul corespunde tezei tezei de doctorat prin care se urmărește influența modificării unor factori externi asupra funcționării turbocompresorului.

Se cunoaște schema turbinei cât și randamentul turbocompresorului. Se trec presiunile respective în diagramă și se citește din cadranele I și IV, valorile pentru K_0 și K_4

6.3.1. Aplicație numerică în cazul motorului 798-05

Pentru concretizare, voi considera cazurile prezentate în tabelul de mai jos:

Cazul	Sarcina de încărcare [%]	Turația n [min ⁻¹]	Temperatura aerului t [°C]	Presiunea aerului la aspirație p [mmHg]
1	100%	2800	20°, 60°	750
2	100%	2800	20°	750 și 600

La temperatura și presiunea aerului la aspirație $t = 20^\circ\text{C}$, respectiv $p = 755 \text{ mm Hg}$, cu cremaliera în sarcină totală 100% și turația $n_n = 2800 \text{ min}^{-1}$ se cunosc:

- randamentul grup turbină - compresor $\eta_{TS} = 0,47$
- randamentul indicat al MAI $\eta_I = 0,45$
- raportul dintre căldura evacuată prin instalația de răcire și căldura dezvoltată în cilindru $\eta_R = 0,15$
- raportul dintre debitul gazelor arse și debitul de aer $f = 1,05$
- coeficient de exces de aer $\lambda = 1,2$
- exponentul adiabatic al gazelor de ardere $\chi_g = 1,35$
- suprafața pistonului $A_p = 0,008167 \text{ m}^2$
- secțiunea la intrare în turbină $A_T = 0,000187 \text{ m}^2$
- randamentul mecanic $\eta_m = 0,78$
- cursa pistonului $S = 0,112 \text{ m}$
- factorul care ține seama de pulsațiile debitului de gaze $\alpha = 0,975$

Modificarea parametrilor $K_0 \dots K_4$, în funcție de posibilitățile privind funcționarea m.a.i s-a prezentat în tab. 1

$$- w_m = \frac{S \cdot n}{30} \quad \text{viteza medie a pistonului}$$

$$- a = \sqrt{\chi R T} \quad \text{viteza sunetului în aer}$$

$$- K_0 = f \eta_{TS} T_1 / T$$

$$- K_1 = \frac{1 - \eta_i - \eta_R}{f \cdot \lambda \cdot \eta_i} \cdot \frac{\chi_g - 1}{\chi_g} \cdot \frac{p_i}{p}$$

$$- K_2 = f \cdot \lambda \cdot \frac{T}{T_1} \cdot \frac{w_m}{4a}$$

$$- K_3 = K_1 K_2$$

$$- K_4 = \left(\frac{\alpha \cdot A_T}{A_p} \right) \cdot \left(\frac{T_1}{T} \right)^{0,5} \quad (6.56)$$

unde $p_i = \frac{4P_e}{\eta_m V_s \text{ in}}$

Tabelul 1

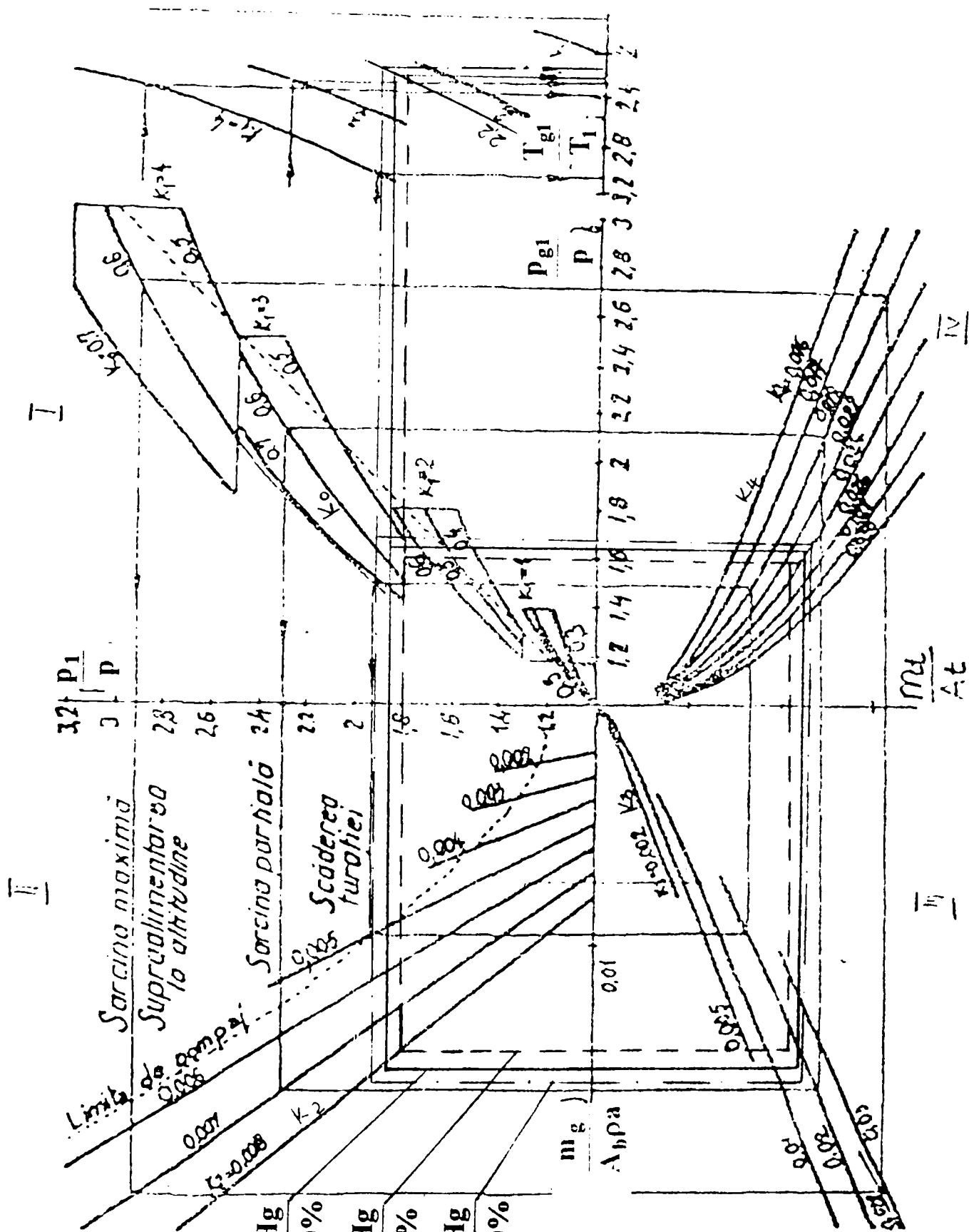
Posibilități privind funcționare m.a.i	Modificarea valorii				
	K ₀	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄
Modificare sarcina de încărcare	Nu	-	Nu	-	Nu
Modificare turație	Nu	-	-	-	Nu
Modificare pres. aerului aspirat	Nu	-	Nu	Nu	Nu
Modificare temp. aerului aspirat	-	-	-	-	-

Cu ajutorul diagramei închise realizată de Gustav Winkler se determină grafic punctele de funcționare comună a grupului turbocompresor ce echipează motorul în patru timpi 798-05, încercat pe ștand.

Cu datele din anexele 1 și 4 și interpretările grafice fig.4.3 și 4.4 ai parametrilor de funcționare a motorului 798-05 în funcție de temperatura și presiunea aerului la aspirație pentru poziția cremalierii în sarcina plină 100% și turația $n_n = 2800 \text{ rot/min}$ s-a întocmit următorul tabel:

Tabel 2

T	T ₁	p		p _i		π	w _m	a	p _i	K ₀	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄	T _{gl}	$\frac{T_{gl}}{T_1}$
K	K	Mm Hg	daN/ cm ²	mm Hg	daN/ cm ²	-	m/s	m/s	daN/ cm ²	-	-	-	-	-	K	-
293	345	755	1,006	643	0,853	1,85	10,45	343	12,1	0,58	2,2	0,0081	0,017	0,024	776	2,25
333	375	755	1,006	604	0,805	1,8	10,45	365	11,5	0,56	2,14	0,008	0,017	0,023	844	2,25
293	337	600	0,799	540	0,720	1,9	10,45	343	11,8	0,58	2,2	0,0081	0,017	0,024	742	2,2



- t = 20°C, p = 755 mmHg
- n = 2800 min⁻¹, l = 100%
- t = 60°C, p = 755 mmHg
- n = 2800 min⁻¹, l = 50%
- t = 20°C, p = 600 mmHg
- n = 2800 min⁻¹, l = 100%

Fig. 6.11 Diagrama de determinare a functionarii comune motor-turbocompresor

Cu aceste valori s-au determinat cu ajutorul diagramei cu patru cadrane, fig.6.11 funcționarea comună motor – turbocompresor. Diagrama a permis să determinăm temperatura gazelor arse și se constată că prin creșterea temperaturii aerului de aspirație la 60° , temperatura gazelor arse este 844°K , cu 59° sub limita de funcționare, fenomen scos în evidență și în timpul măsurătorilor.

În concluzie, această metodă se pretează la simularea fenomenelor ce au loc la funcționarea motoarelor supraalimentate.

6.4. Aplicație numerică în cazul funcționării în comun a MAI 798-05 cu grupul de TSA, HOLSET 3LE 1.2.40 pentru regim variabil a parametrilor de stare la intrare în compresor, prin exploatarea programului de calcul DYN4.

6.4.1. Descrierea elementelor programului de calcul

Programul folosit, DYN4, constituie o dezvoltare aplicabilă în cazul motoarelor diesel cu injecție directă, a unui program de calcul pus la punct de-a lungul unei perioade mai îndelungate de timp în cadrul Universității Tehnice din Munchen.

El este întocmit sub formă structurată fiind compus dintr - un program principal MAIN și o serie de proceduri externe de tip funcție sau de tip subrutină și a fost astfel conceput încât să poată fi dezvoltat în continuare. În cele ce urmează se va face o foarte scurtă descriere a principalelor proceduri externe, enumerarea începând cu cele mai importante:

- DATIN: subrutină de citire a datelor de intrare;
- AEC: subrutină de calcul a secțiunilor efective de curgere pe lângă supapele de admisiune și evacuare pe baza datelor de intrare;
- CIL: subrutină de calcul a proceselor din cilindru;
- SCF: subrutină care permite luarea în considerare în cadrul metodei caracteristicilor a schimbului de căldură și a frecării;
- PIP: subrutină care realizează calculul mărimilor de stare din cilindru în timpul părții de înalta presiune a ciclului (comprimare, ardere, destindere);
- SCHG; subrutină care realizează calculul mărimilor de stare din cilindru în timpul procesului de schimb de încărcătură;
- SID: subrutină pentru calculul stării gazului în sistemul de distribuție prin combinarea metodei umplerii și golirii și a metodei caracteristicilor;
- UCV : subrutină pentru calculul energiei interne a gazului și a capacității termice masice la volum constant;
- ITEP: subrutină de calcul iterativ a presiunii din cilindru cu ajutorul ecuației de stare și cu luarea în considerare a constantei reale a gazului;

- RUNKA: subrutină de aplicare a metodei Runge - Kutta de ordinul IV;
- TURC, respectiv COMC: subrutine care calculează debitele masice și fluxurile energetice prin turbină respectiv compresor, dacă este cazul;
- TURIP respectiv COMIP: subrutine care realizează determinarea caracteristicii turbinei respectiv compresorului, în cazul motoarelor supraalimentate, prin interpolare liniară pe baza datelor inițiale;
- COND: subrutină de calcul a curgerii prin conducte pe baza metodei caracteristicilor;
- PC2: subrutină care realizează calculul stării gazului în conducta propriu-zisă prin aplicarea metodei diferențelor finite;
- CONLIM1: subrutină de calcul a condițiilor de trecere între cilindru și colectoare și de rezolvare a ecuațiilor transcendente ce apar în cadrul metodei caracteristicilor;
- CONLIM2: subrutină pentru calculul condițiilor la limită în secțiunile de bifurcare ale canalizațiilor de admisiune, respectiv evacuare;
- SCAL: subrutină care permite luarea în considerare la calculul curgerii, a frecării și schimbul de căldură;
- CRAM: subrutină pentru aplicarea regulii lui Cramer la rezolvarea sistemelor de ecuații transcendente;
- VEGG, VECD, VECF, CONS: subrutine care realizează calculul vectorilor G, F, D respectiva constantelor $K_1 - K_4$ în cazul aplicării metodei caracteristicilor la calculul curgerii gazelor prin sistemele de distribuție ale motorului;
- MUG: subrutină prin care se aplică metoda umplerii și golirii pentru calculul sistemelor de distribuție a gazelor; ea permite totodată construirea unor astfel de sisteme având practic orice tip de geometrie prin modelarea acestora ca o succesiune de rezervoare între care se găsesc dispozitive de strangulare;
- STRAC: subrutina pentru calculul fluxurilor energetice și a debitelor masice printr-un dispozitiv de strangulare;
- PCAL: subrutină care stabilește pașii de calcul pentru diferitele faze ale ciclului;
- REG4: subrutină de calcul a legii de mișcare a pârghiei regulatorului;
- POMPA: subrutina de calcul a legii de debitare a pompei de injecție;
- MOTOR: subrutină de calcul a presiunii medii indicate pe baza diagramei indicate determinate anterior;
- INAE: subrutină de interpolare a suprafețelor efective de curgere pe lângă supape pe baza datelor inițiale;

Rezultatele obținute cu programul de calcul descris mai sus au fost comparate cu rezultatele obținute prin măsurători, comparație prezentată în continuare sub forma grafică.

... In fig.6.12 este prezentată schematic structura generală a programului DYN4.

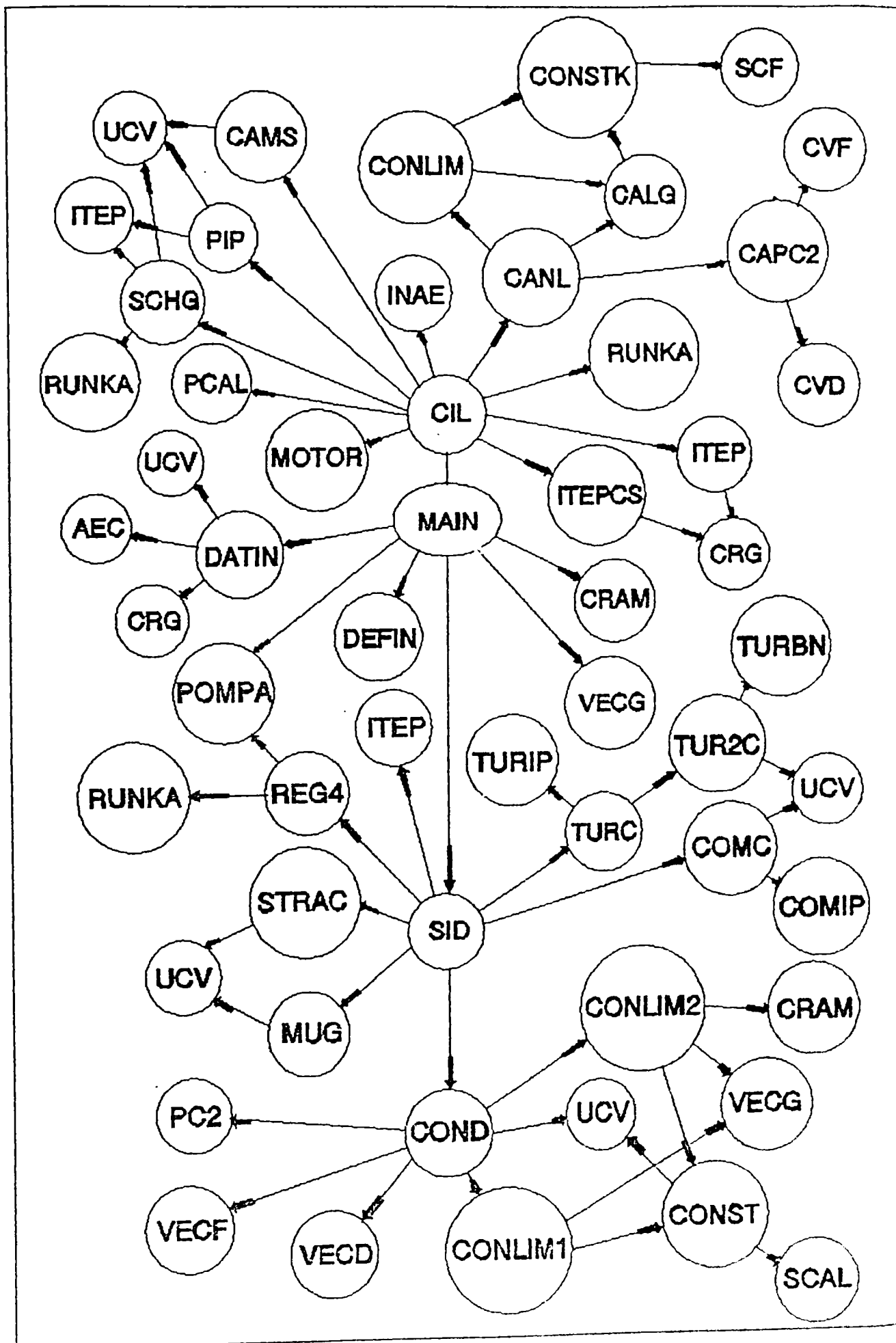


Fig. 6.12. Structura programului de calcul

6.4.2 Acordarea programului de calcul cu datele experimentele.

Programul de calcul utilizat modelează funcționarea ansamblului motor - grup turbosuflantă.

Prin citirea datelor constructive și de proces privind motorul, compresorul, turbina, injectorul, regulatorul de turații și a amortizorului de oscilații și a parametrilor de stare ai aerului la intrare în motor ($t = 20, 30, 40, 50, 60^\circ$, $p = 755, 710, 680, 650, 620, 590$ mmHg), a turației nominale $n_n = 2800 \text{ min}^{-1}$ și a turației de cuplu maxim $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ pentru poziția cremalierii în sarcină totală (100%) pentru putere efectivă P_e , dată, s-au obținut date privind temperatura gazelor de ardere din fața turbinei, t_{g1} , presiunea medie efectivă, p_e , presiunea medie convențională a pierderilor mecanice, p_m , presiunea maximă de ardere, p_{\max} , raportul de comprimare în compresor π ș.a.

Datele calculate se compară grafic cu datele obținute prin măsurători urmând ca anumite relații de calcul ale unor parametri funcționali să se pună de acord cu programul de calcul.

Astfel, pentru poziția constantă a cremalierii în sarcină plină (100%), presiunea atmosferică $p_0 = 755 \text{ mmHg}$ constantă și turațiile $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, s-au reprezentat în fig. 6.13 a, b, 6.14 a, b, 6.15 a, b mărimile c_e , t_{g1} , π măsurate în timpul probelor pe stand ale căror valori au stat la baza stabilirii de către autor a funcțiilor de corecție. În aceste figuri, găsim reprezentate și valorile calculate cu programul DYN4 pentru ale compara cu valorile măsurate.

Valoric, abaterile exprimate procentual nu depășesc cifra de 3,2% în cazul determinării consumului specific efectiv c_e , 5% în cazul temperaturii gazelor de ardere la intrare în turbină, t_{g1} și 5% în cazul raportului de comprimare π .

Temperatura limită a gazelor la intrare în turbină având valoarea de 630°C se constată ca pentru turația $n = 2800 \text{ min}^{-1}$ și $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, temperatura maximă a aerului admisă după datele calculatorului ar fi 45°C respectiv 27°C cu mult inferioare celei stabilite prin măsurători și anume 60°C respectiv 40°C .

În cazul menținerii în poziție constantă a cremalierii în sarcină plină (100%), temperatura aerului atmosferic $t = 20^\circ$ și turațiile motorului $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, 1800 min^{-1} , în fig. 6.16 a, b, 6.17 a, b, 6.18 a, b s-au reprezentat parametrii c_e , t_{g1} și π .

Abaterea maximă 3,5% o are t_{g1} , ca și în cazul menținerii $t_0 = ct$.

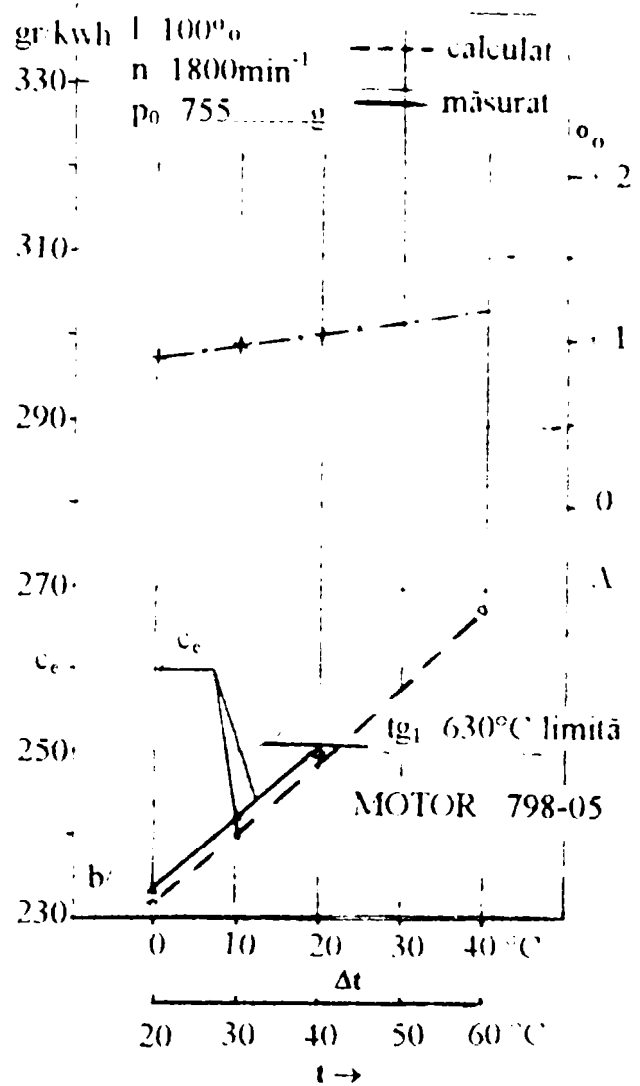
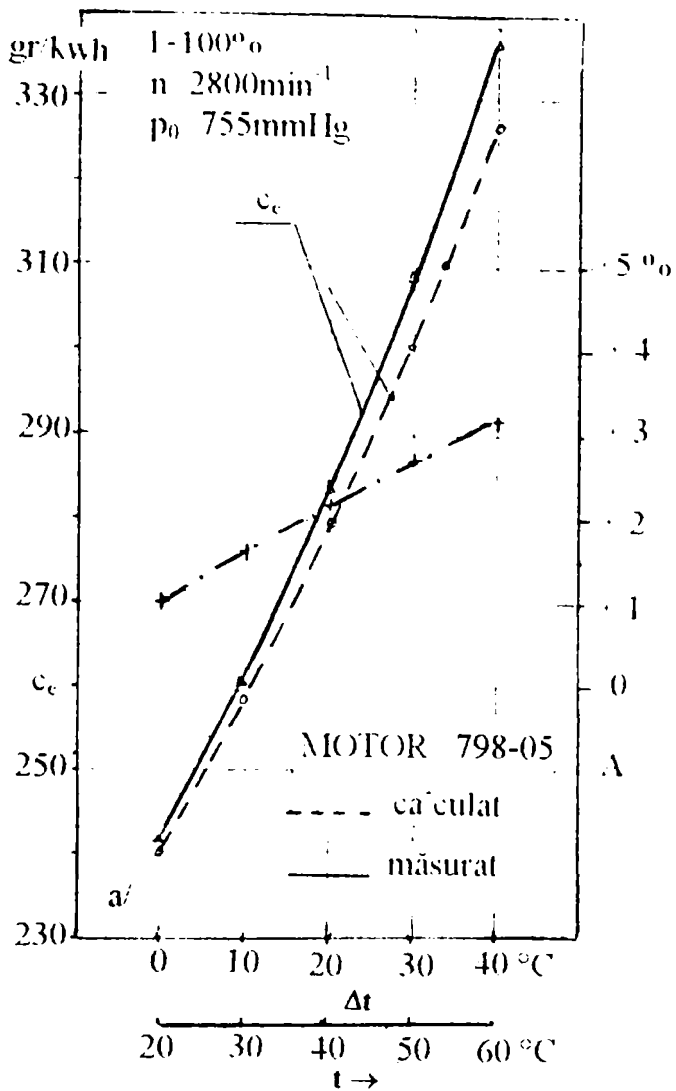


Fig. 6.13 a) $c_e = f(t)$ la turația nominală; b) $c_e = f(t)$ la turația de cuplu maxim

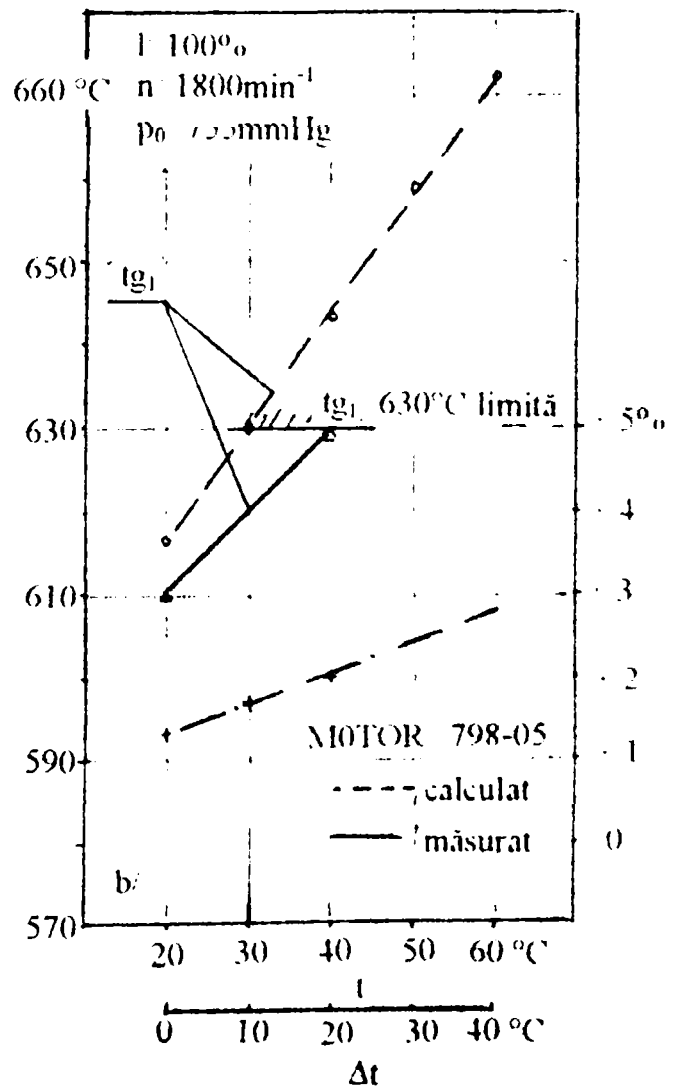
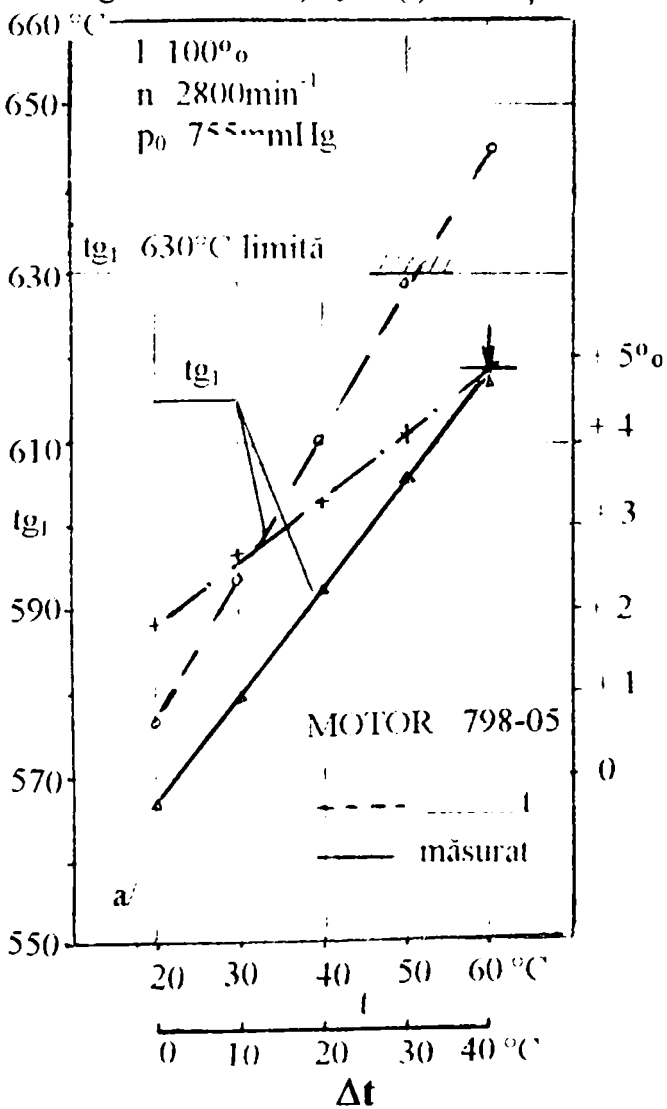


Fig. 6.14 a) $t_{g1} = f(t)$ la turația nominală; b) $t_{g1} = f(t)$ la turația de cuplu maxim

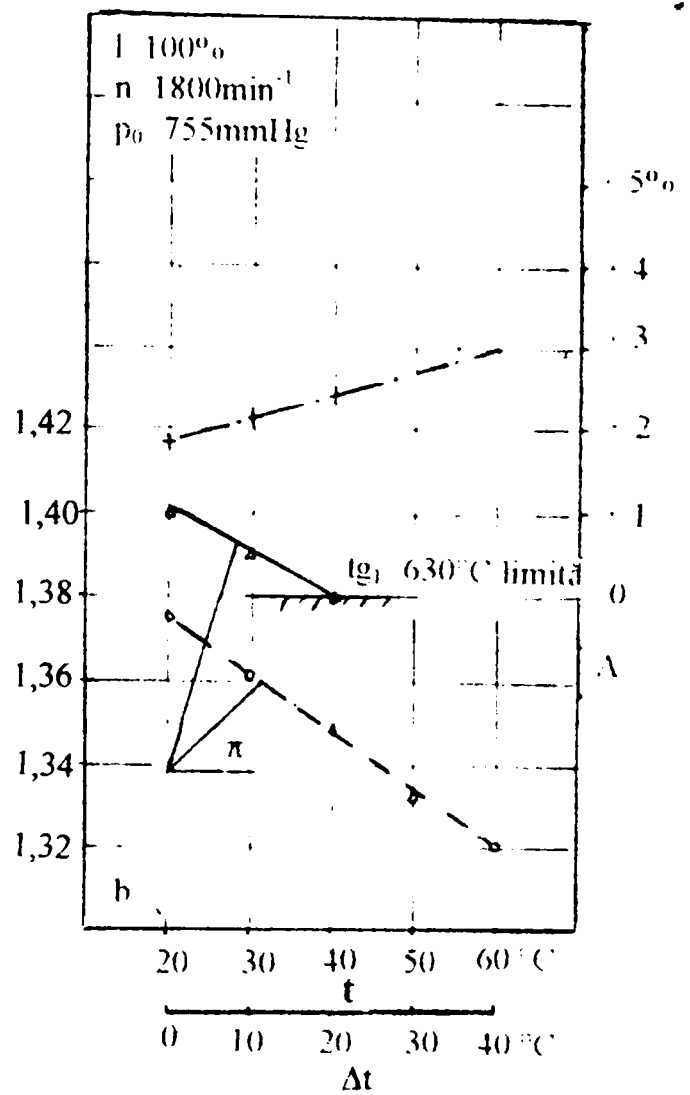
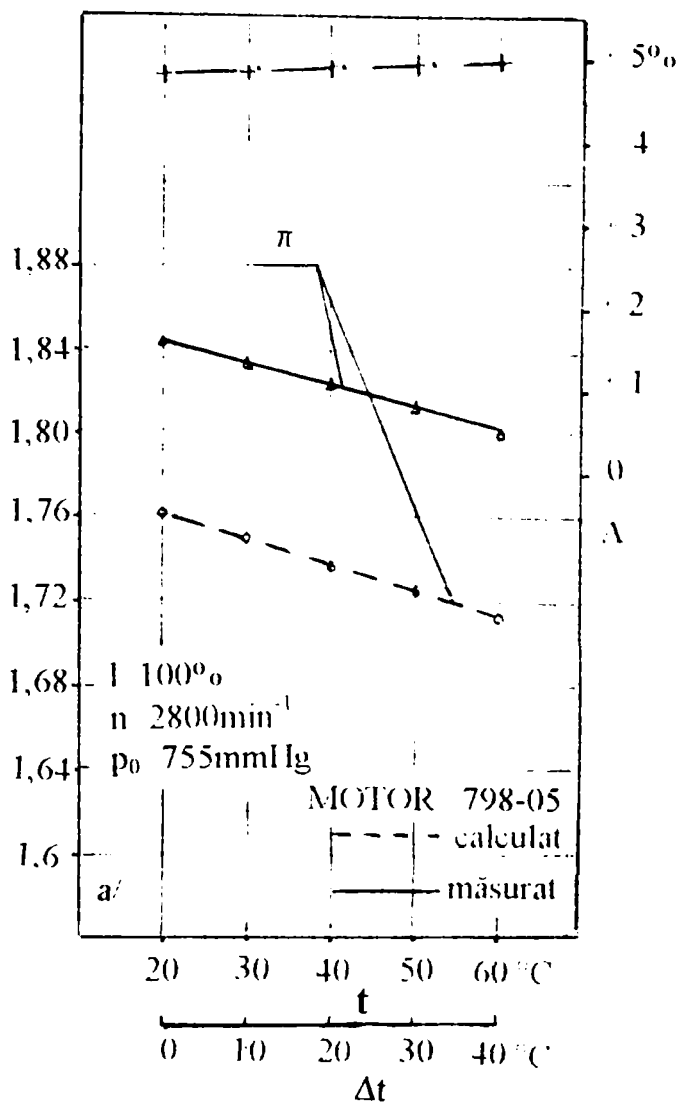


Fig. 6.15 a) $\pi = f(t)$ la turația nominală; b) $\pi = f(t)$ la turația de cuplu maxim

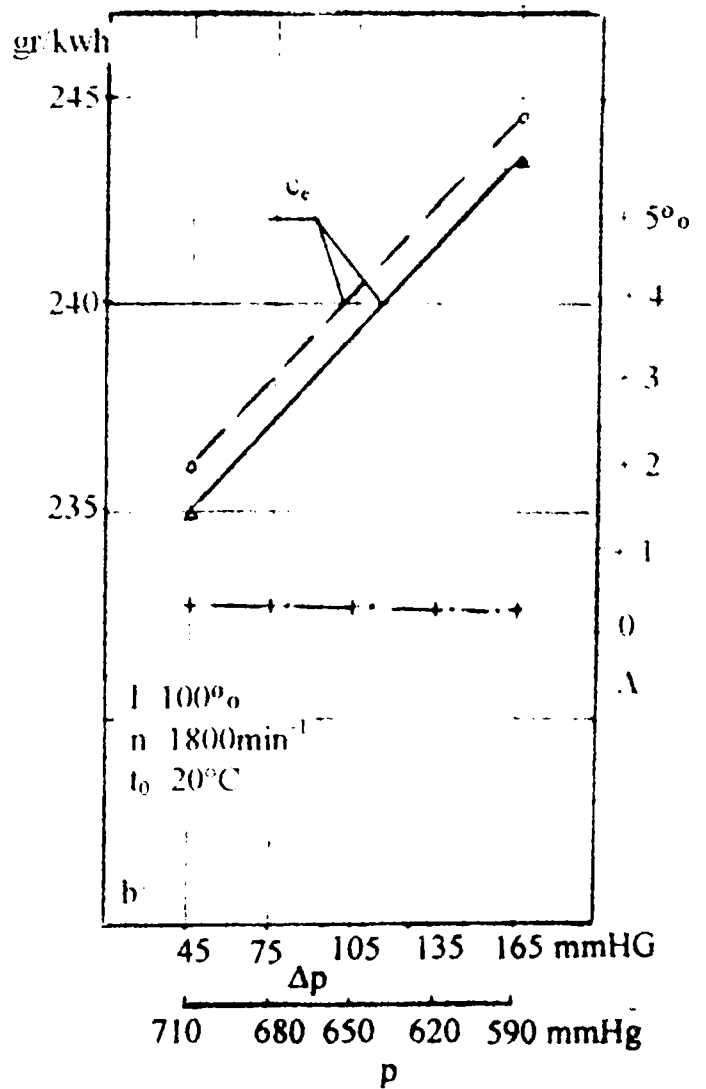
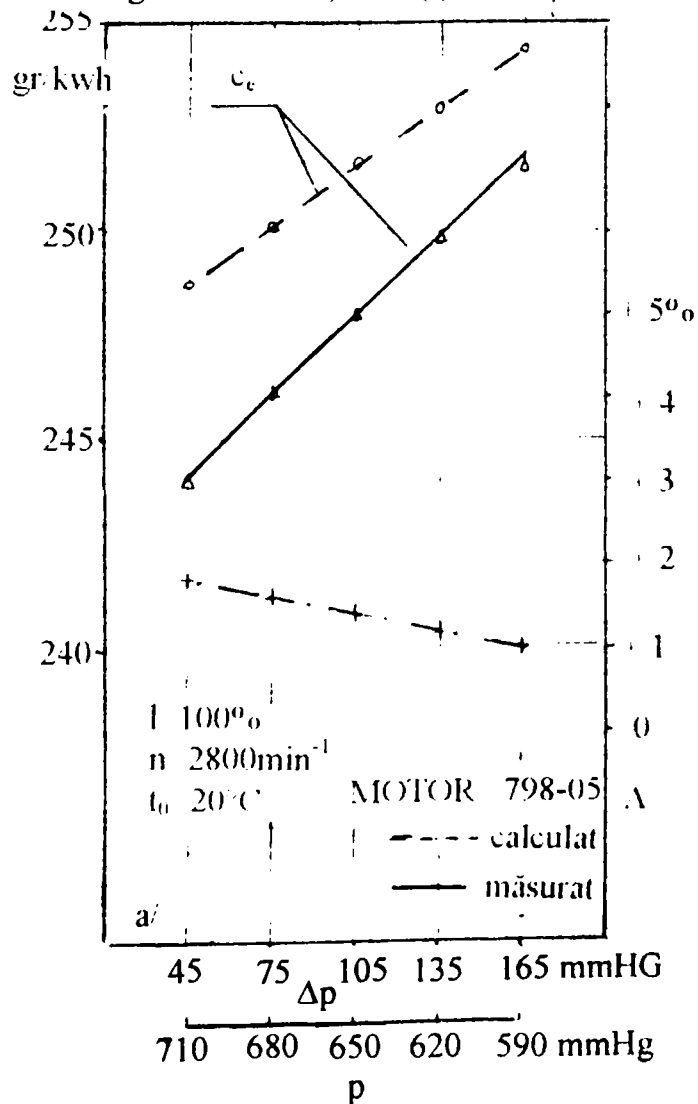


Fig. 6.16 a) $c_c = f(p)$ la turația nominală; b) $c_c = f(p)$ la turația de cuplu maxim

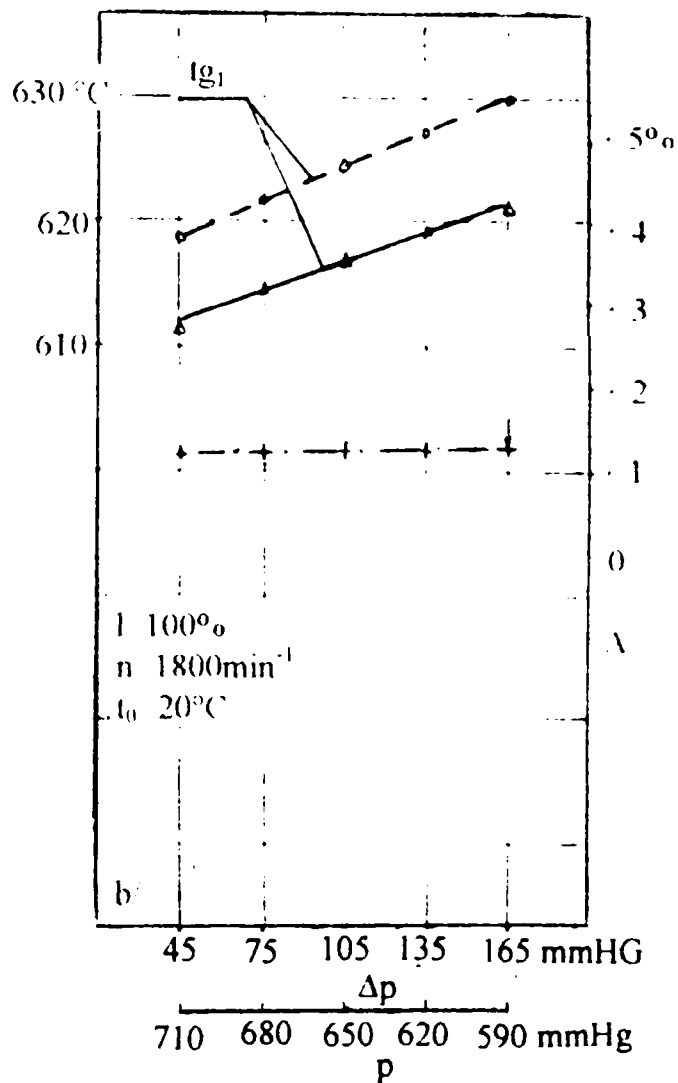
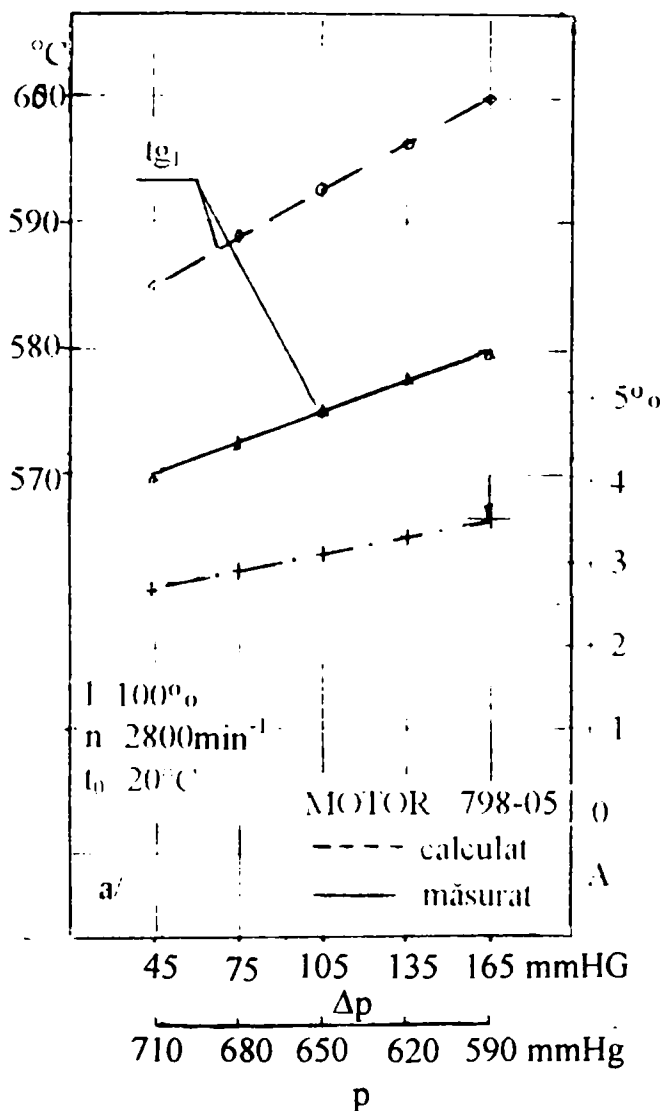


Fig. 6.17 a) $t_{g1} = f(p)$ la turația nominală; b) $t_{g1} = f(p)$ la turația de cuplu maxim

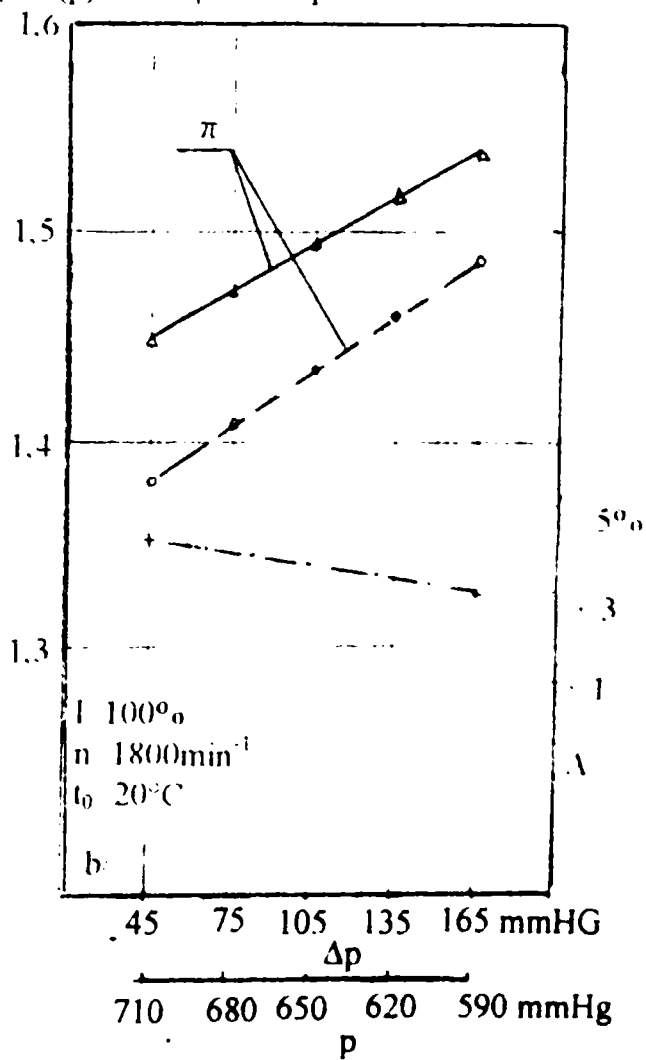
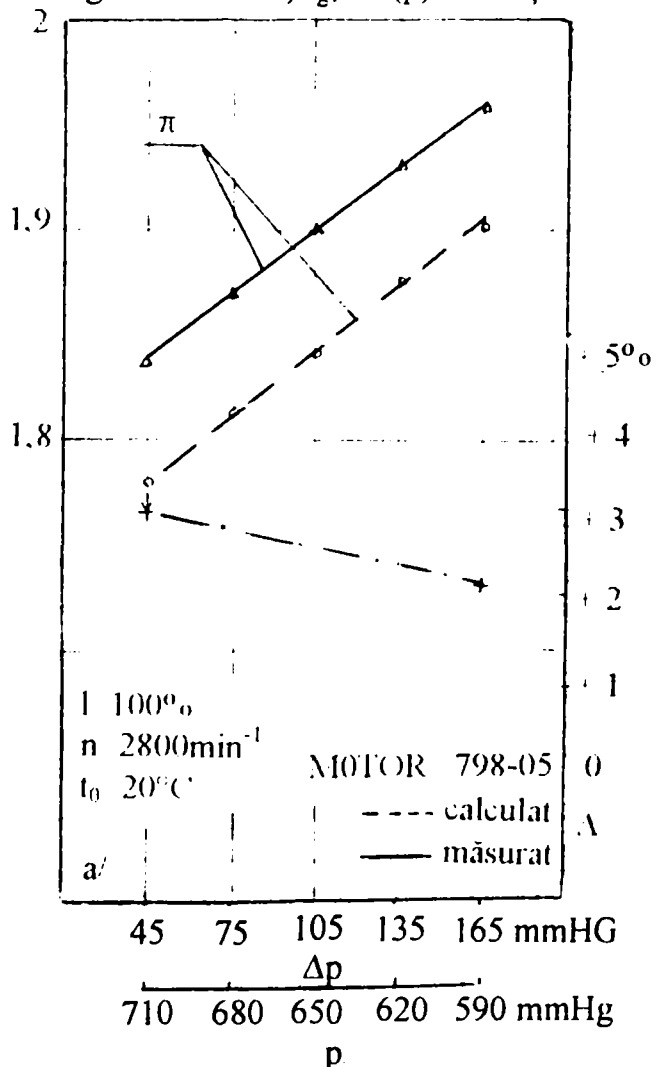


Fig. 6.18 a) $\pi = f(p)$ la turația nominală; b) $\pi = f(p)$ la turația de cuplu maxim

6.4.3 Pierderile mecanice ale motorului

Prin pierderi mecanice ale motorului se înțelege consumul de energie pentru învingerea rezistențelor proprii: frecarea din mecanismele motorului, antrenarea instalațiilor auxiliare etc.

Pierderile mecanice sunt evaluate prin puterea echivalentă a pierderilor mecanice P_m , respectiv presiunea medie echivalentă a pierderilor mecanice p_m și randamentul mecanic η_m . Dacă luăm în considerare același tip de motor, pierderile mecanice pot avea valori diferite pentru că acestea sunt influențate de calitatea execuției.

În programul de cercetare al temei nu a fost prevăzută determinarea pierderilor mecanice pentru că standul de încercat nu a fost prevăzut cu o frână electrică reversibilă pentru antrenarea motorului. De asemenea și folosirea celei de-a 2-a metode, și anume scoaterea succesivă din funcțiune a cilindrilor, are un caracter convențional al determinării pierderilor mecanice pentru că procesele ce se desfășoară în cilindru antrenat sau suspendat cuprinde și lucrul mecanic de pompaj.

În fig. 6.19 a, b și 6.20 a, b s-au reprezentat grafic $p_m = f(t)$, $p_e = f(t)$ și $p_i = f(t)$ pentru $l = 100\%$, $n = 2880 \text{ min}^{-1}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ la $t = 20^\circ$ respectiv $l = 100\%$, $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ la $p = 755 \text{ mmHg}$. Valorile au fost obținute cu ajutorul calculatorului.

Relațiile de calcul ce definesc programul de calcul al pierderilor mecanice sunt:

$$p_m = p_{m0} + p_{m1} + p_{m2} + p_{m3} + p_{m4} + \Delta p_{m5} \quad (6.57)$$

unde: $p_{m1} = 6,7D^{-0,329} - 89D^{-0,943} [1 - (n/n_n)^2]$ - presiunea medie de frecare în funcție de alezaj și turație; (6.58)

$$p_{m2} = 0,0002 p_e^3 - 0,006 p_e \quad - \text{în funcție de sarcina motorului} \quad (6.59)$$

$$p_{m3} = (\pi - 1) \cdot \sqrt{-0,18c_{\text{aer}} + 0,1874} \quad - \text{în funcție de presiunea de supraalimentare a aerului} \quad (6.60)$$

$$p_{m4} = -0,005 \Delta T_a \quad - \text{în funcție de temperatura apei} \quad (6.61)$$

$$p_{m5} = 0,0055 \Delta T_{\text{ulei}} \quad - \text{în funcție de temperatura uleiului} \quad (6.62)$$

Toate aceste relații empirice au anumite domenii de valabilitate de care trebuie să se țină cont. Presiunea de frecare medie, p_m , se obține prin corecția lui p_{m0} , a cărei valoare depinde de calitatea execuției motorului, de parametrii de stare atmosferici, de calitățile turbosuflanților, etc.

Astfel, odată cu creșterea temperaturii aerului atmosferic cu o pronunțată influența asupra temperaturii gazelor de ardere are ca efect creșterea pierderilor mecanice datorită următoarelor fenomene:

- jocul dintre piston și cilindru se micșorează existând riscul gripării;
- vâscozitatea uleiului scade, realizându-se o ungere deficitară (frecare semifluidă sau uscată)

Consider că prin găsirea unei relații adecvate pentru p_{m0} , valoarea presiunii medii de frecare calculata este mai aproape de valoarea reală și că în acest caz abaterile consumului specific efectiv calculat față de cel real va fi mult diminuat pentru că această mărime preia efectele pierderii prin frecare.

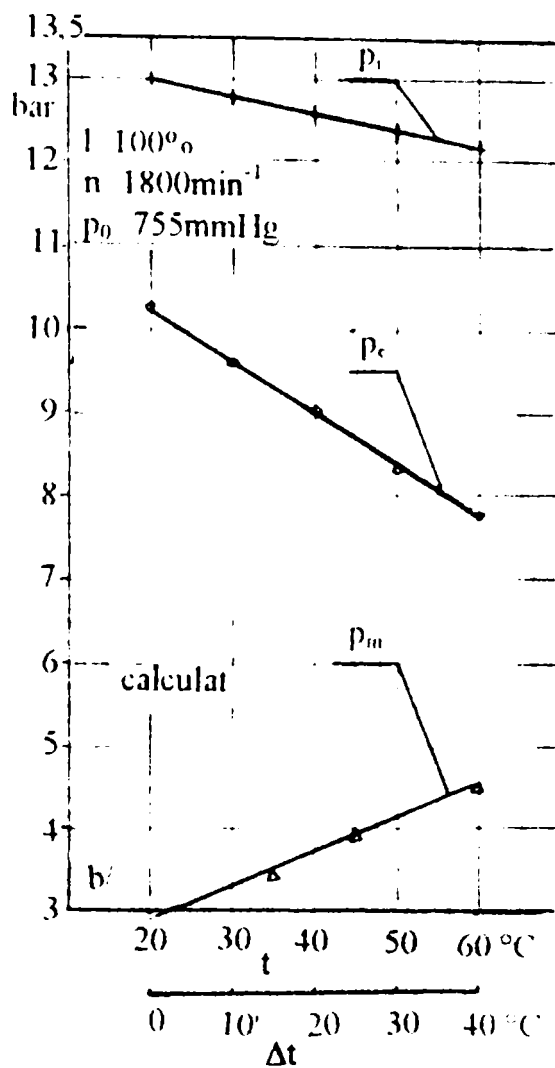
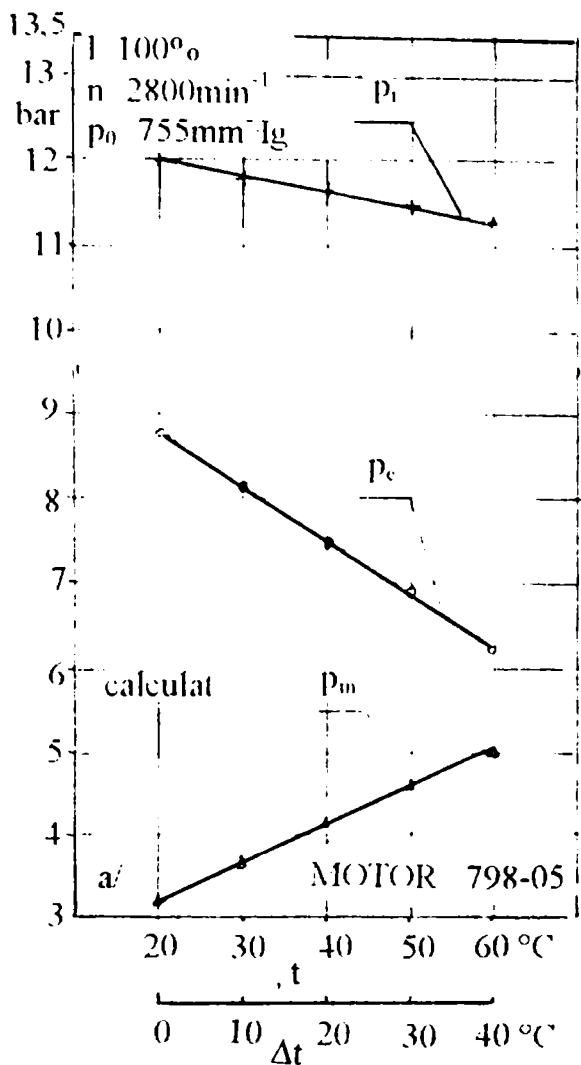


Fig. 6.19. $p_i = f(t)$; $p_c = f(t)$; $p_m = f(t)$ la turația nominală (a) și turația de cuplu maxim (b)

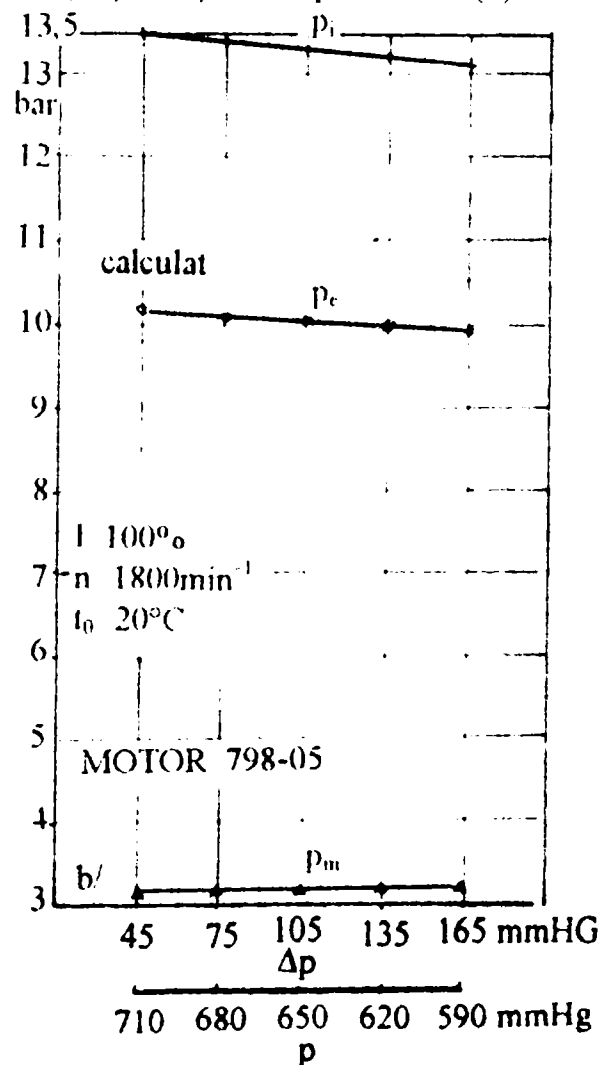
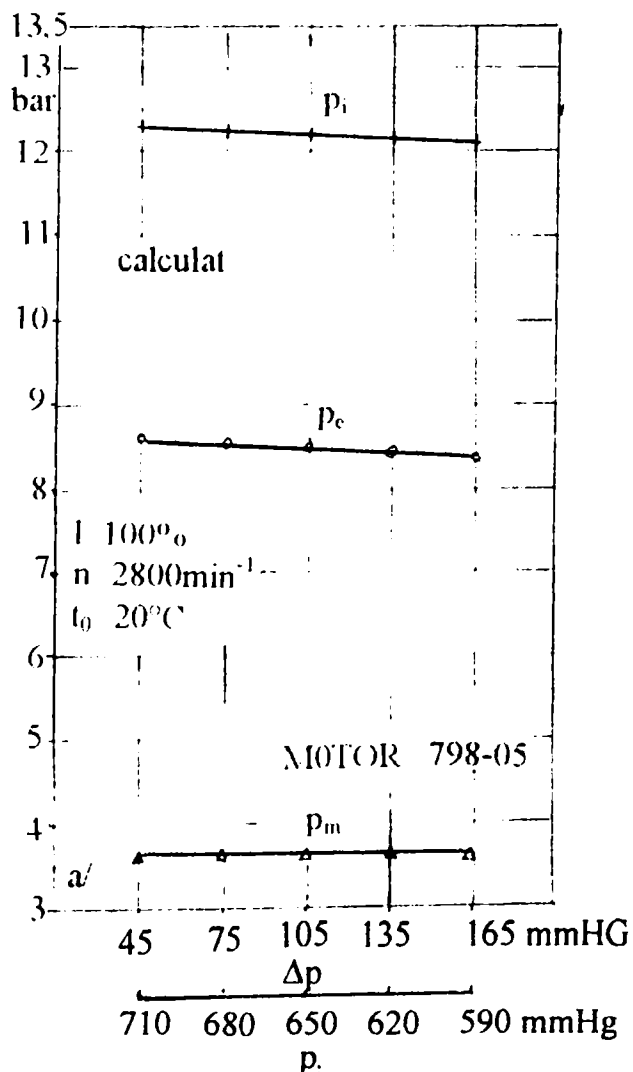


Fig. 6.20. $p_i = f(p)$; $p_c = f(p)$; $p_m = f(p)$ la turația nominală (a) și turația de cuplu maxim (b)

Cele de mai sus demonstrează complexitatea proceselor ce caracterizează regimul stabilizat de funcționare al motorului supraalimentat. Pentru ca motorul împreună cu grupul turbosuflantă să funcționeze în regim stabil, între aceste agregate se stabilește corelația mecanică și gazodinamică.

Acordarea turbosuflantei cu motorul constă în stabilirea caracteristicilor suflantei și turbinei pentru regimurile de funcționare ale motorului, astfel încât să se obțină randamente optime. Pentru calculul punctelor de funcționare comună a grupului TSA cu MAI în patru timpi se poate utiliza diagrama în patru cadrane, realizată de Gustav Winkler sau programe de calcul.

Influența parametrilor de stare atmosferici asupra parametrilor funcționali ai motorului studiat pe ștand a fost scoasă în evidență prin comparația grafică pentru c_e , t_{g1} , π . Faptul că erorile de calcul ale parametrilor calculați sunt sub 5% față de parametrii mășurați denotă că programul trebuie îmbunătățit și că viitorul îi aparține.

CONCLUZII GENERALE SI CONTRIBUTII PERSONALE

7.1. SINTEZA REZULTATELOR PRIVIND ABILITAREA RELATIILOR DE CORECTIE CONSACRATE SI A FUNCTIILOR DE CORECTIE PROPUSE PENTRU DETERMINAREA PUTERII EFECTIVE

Cu relațiile de corecție consacrate, prezentate în lucrarea de față, folosite la corectarea puterii și consumului de combustibil în condiții de variabilitate a parametrilor de stare atmosferici la aspirație în suflantă s-au obținut valori diferite. S-au efectuat calcule pentru valori diferite ale temperaturii și presiunea aerului constantă, și pentru valori diferite ale presiunii și temperaturii aerului constantă.

În primul caz ($p = ct, t \neq ct.$) coeficientul de corecție pentru putere calculat cu standardul ISO 3046 pentru temperatura aerului de 60° este cu 1% mai mic decât coeficientul de corecție determinat prin măsurători în stand unde s-a încercat motorul 798-05 (vezi fig. 5.19a, fig. 5.20a).

Se înțelege că pentru motoare care fac parte din grupa motorului 798-05 corecția de putere aplicând standardul ISO 3046 se poate calcula astfel încât reglajul puterii motoarelor se poate efectua în condiții suficiente de siguranță.

Surprinde abaterea de 16% la $t = 60^\circ$ a coeficientului de corecție pentru putere calculat după relația (2.1), autor K. Zinner, față de coeficientul de corecție determinat prin măsurători pentru putere în condițiile menținerii $p = ct.$ Acest lucru se explică prin faptul că exponentului temperaturii a cărui valoare ($n = 0,3 \dots 1,5$, tab. 2.2), care depinde de limita de funcționare, i s-a atribuit o valoare necorespunzătoare pentru că nu s-a cunoscut limita de funcționare imediată pentru regimul de lucru al motorului. Autorul subliniază în lucrările sale că nu este posibil să se indice o formulă universal valabilă pentru toate tipurile de motoare.

În al doilea caz ($t = ct, p \neq ct.$), coeficientul de corecție pentru putere, calculat cu relația (2.1), autor K. Zinner, pentru presiunea barometrică $p = 590$ mmHg (2100 m altitudine) este cu 1% mai mic decât coeficientul de corecție determinat prin măsurători pe stand. În acest caz valoarea exponentului presiunii atmosferice ($m = 0,2 \dots 1$, tab. 2.1) admis în funcție de limita de funcționare a motorului a fost corectă și se poate calcula puterea pentru toate tipurile de motoare din grupa motorului 798-05 pentru a efectua reglajul puterii motorului fără a se risca.

Abaterea cea mai mare (16,5%) 0 are aplicarea recomandării standardului TGL 8346 (relația 2.32). Pentru limita de funcționare, temperatura gazelor de ardere, exponentul presiunii din tab. 2.7 are valoarea $m = 0,85$ cu mult diferită pentru motoarele din grupa motorului 798-05, încercat pe stand.

Relațiile de calcul a coeficientului de corecție pentru putere:

$$k = k_p + k_t - 1$$

și a coeficientului de corecție pentru consumul specific de combustibil:

$$\beta = \beta_p + \beta_t - 1$$

determinate de autor elimină posibilitatea de a greși prin alegerea incorectă a exponenților temperaturii și presiunii.

O remarcă la relațiile de calcul consacrate pentru coeficientul de corecție a puterii oferite de literatura de specialitate și prezentate în lucrarea de față (K. Zinner, TGL 8346, CIMAC 1971, ISO 3046) este că în componența lor modificarea turației nu este prezentă ca parametru de influență concomitent cu modificarea parametrilor de stare.

Din punct de vedere practic, cu instalațiile existente ale unui stand de probă modernizat conform fig. 3.1, pe motorul existent în producția curentă a întreprinderii, se pot efectua măsurători necesare determinării coeficienților de corecție (conf. tab. 5.15 ... 5.18, 5.24 ... 5.27).

În concluzie, metoda de calcul a funcției pentru putere și pentru consumul de combustibil în raport cu modificarea temperaturii și presiunii aerului la aspirație în motor în acelaș timp și cu modificarea turației, propusă de autor, este utilă pentru un anumit tip de grup motor - turbosuflantă.

7.2. Concluzii și soluții privind acordarea eficiență a MAI cu grupul TSA în regim stabil de funcționare în condiții variabile ale parametrilor de stare atmosferici

Prin modificarea parametrilor de stare ai aerului atmosferic, punctul de funcționare comun pentru regimul stabil de funcționare al motorului cu grupul de turbosupraalimentare existent se modifică. În această situație funcționarea este mai mult sau mai puțin avantajoasă în comparație cu o altă combinație, același motor cu un alt grup de turbosuflantă. Totodată performanțele grupului de TSA se modifică în raport cu caracteristicile sale energetice.

Autorul tezei aduce completari la soluționarea cazului prezentând curba de acordare dintre motor și turbosuflantă în condițiile modificării parametrilor de stare ai aerului atmosferic.

Acordarea este optimă dacă linia caracteristică a consumului de aer al MAI este plasată la cel puțin 10% de limita de pompaj a compresorului și în zona randamentelor maxime ale compresorului și turbinei, trebuind să existe diferență de presiune între colectorul de admisie și cel de evacuare pentru a asigura baleiajul cilindrilor. Mărimea debitului de aer este influențată de parametrii de stare ai acestuia și de sarcina motorului.

Cu mult succes, ținând cont de operativitatea și precizia determinării punctelor de funcționare în comun a MAI cu grupul TSA, autorul tezei prezintă funcționarea în comun a motorului 798-05 echipat cu turbosuflantă HOLSET 3LE 1.2.4.0 încercat pe stand, utilizând diagrama cu 4 cadrane realizată de Gustav Winkler. De exemplu, pentru poziția cremalierii în sarcină plină la turatia nominală, cu ajutorul diagramei, la o modificare a temperaturii aerului de admisie până la 60°C, temperatura gazelor de ardere, limită de funcționare a motorului determinată față de cea măsurată, are o abatere sub 1%. În concluzie această metodă se pretează la simularea fenomenelor ce au loc la funcționarea motoarelor supraalimentate.

Dacă ne referim la viitor, cu siguranță că această problemă, legată de funcționarea în comun a m.a.i. cu grupul TSA, aparține calculatoarelor. În acest sens în teză s-a prezentat o aplicație numerică în cazul funcționării în comun a motorului 798-05 echipat cu grupul turbosuflantă HOLSET 3LE 1.2.4.0 prin exploatarea programului de calcul DYN4. Parametrii funcționali calculați s-au comparat cu cei determinați pe stand pentru diferite cazuri. Erorile calculate sunt de până la 5%, acceptabile din punct de vedere tehnic. O primă măsură pentru mărirea preciziei de calcul ar fi reevaluarea relațiilor empirice folosite în elaborarea programului de calcul pentru calculul presiunii medii convenționale ale pierderilor mecanice, problemă deosebit de complexă, care credem în continuare că poate fi rezolvată numai pentru familii de motoare cu un consistent suport experimental.

7.3 CONTRIBUTII PERSONALE

Pentru un motor supraalimentat nou sau reparat este foarte important să se cunoască pentru ce perechi de valori ale puterii , turației și sarcinii motorului se ating limitele de funcționare , încât beneficiarul să exploateze motorul fără riscul de a se deteriora atunci când parametrii de stare ai aerului, presiunea și temperatura , se modifică.

Pornind de la ideea că stabilirea unei relații de corecție a puterii și economicității combustibilului pentru motoare supraalimentate, în condiții de variabilitate a parametrilor de stare atmosferici, reprezintă o problemă dificil de structurat , datorită implicațiilor majore pe care le are modificarea parametrilor de stare atmosferici asupra grupului motor – turbosuflantă , lucrarea de față reprezintă o amplă cercetare privitoare la influența factorilor mediului exterior asupra puterii și a consumului de combustibil al motoarelor diesel supraalimentate , cercetare realizată pe parcursul mai multor etape.

Principalele contribuții ale autorului lucrării se apreciază a fi :

- prezentarea în mod cronologic a relațiilor consacrate de corecție pentru putere și consum specific de combustibil , elaborate de diverși autori;
- studiul critic și comparativ al relațiilor de corecție pentru putere și consum specific de combustibil, evidențiindu-se relațiile utilizate de norme, recomandări și standarde internaționale care au la bază principiile termodinamicii aplicate pentru interacțiunea motor-grup turbosuflantă, corectate cu coeficienți a căror valoare s-au determinat experimental;
- sistematizarea informațiilor cu privire la posibilitatea găsirii unei relații de corecție general valabilă pentru motoarele supraalimentate ținând cont de limitele de funcționare ale motorului;
- prezentarea relațiilor de corecție pentru putere și consum specific de combustibil însoțite de tabele și nomograme folosite de întreprinderile constructoare de motoare din România;
- prezentarea standardelor , recomandărilor și normelor internaționale care folosesc aceeași relație de corecție cu deosebirea că exponenții rapoartelor de temperatură și presiune au valori diferite. Aceste valori sunt prezentate prin comparație sub formă de tabel;

- pe baza unui volum extins de încercări experimentale , pentru motoarele diesel cu grup TSA, de puteri mijlocii cu cameră unitară ,rapide, s-a reușit stabilirea unor funcții de corecție pentru putere efectivă și consumul specific efectiv de combustibil în raport cu modificarea temperaturii și presiunii aerului la intrare în suflantă și pentru prima dată și în raport cu turația;
- s-au făcut comparații între valorile calculate , pentru putere, cu relațiile de corecție consacrate și cu valorile determinate prin măsurători , evidențiindu-se relațiile cu abateri extreme (caz concret motorul, 798-05, încercat pe stand);
- prezentarea metodelor de experimentare care pot să fie folosite la stabilirea caracteristicilor motoarelor diesel supraalimentate în condiții atmosferice variabile și a unor ștanduri în care motorul și instalațiile sale anexe sunt plasate într-o încălț în care condițiile atmosferice se modifică sau standuri prevăzute cu instalații de cercetare care permit modificarea temperaturii și presiunii aerului la aspirație în motor, simultan cu modificarea contrapresiunii gazelor de ardere;
- analiză de erori pentru încercări experimentale complexe;
- concepția, proiectarea și execuția în premiera națională a unui ștand de încercat motoare diesel supraalimentate de puteri mici (maxim 200kw) cu echipamente aferente încercării în condiții atmosferice variabile (dispozitiv de încălzire a aerului , sisteme de modificare a presiunii la aspirație și a contrapresiunii gazelor arse la evacuare, sistem de control dublu pentru presiune și temperatură, etc.)
- inventarierea și sistematizarea metodelor de evaluare a acordării motorului cu grupul de TSA condusă până la exemple numerice;
- studiul comparativ, pentru prima dată, a metodelor consacrate în literatura tehnică pentru acordarea grupului TSA cu m.a.i. în regim variabil a mărimilor de stare ale aerului;
- modelarea prin calcul a funcționării în comun a motorului cu grupul TSA(aplicație numerică)cu un program complex particulizat pentru motorul încercat pe stand;
- abilitarea funcțiilor de corecție pentru putere efectivă, P_e ,și consum specific de combustibil , c_e , în baza datelor obținute cu programul complex de calcul în raport cu datele experimentale și în baza funcțiilor de corecție dezvoltate prin teza de doctorat ;
- punerea la dispoziția constructorului a unei metode de calcul sigure pentru stabilirea performanțelor motoarelor rapide cu aprindere prin compresiune , cu injecție directă, de putere mijlocie, încă din faza de proiectare, în condiții de variabilitate a parametrilor de stare la admisiune pentru fluidul motor și pentru prima dată și în raport cu turația;

- metodologia de calcul pusă la punct și funcțiile de corecție determinate în teză ,permit , cu un efort minim stabilirea performanțelor energetice și pentru serii reduse de motoare noi, reparate sau perfecționate;
- completarea metodologiei privind acordarea optimă a grupului TS.Acu m.a.i. în condițiile modificării parametrilor de stare ai aerului atmosferic;
- sistematizarea unui volum mare de informații și reprezentarea grafică și tabelară a rezultatelor obținute în timp pentru diverse regimuri de funcționare la standul de probă;
- elaborarea unei metodici de cercetare și instrumentarea standului astfel ca să se asigure o precizie suficientă demonstrându-se cuantificarea fenomenelor cercetate.

Prin această lucrare se deschide posibilitatea efectuării de noi cercetări, pentru stabilirea regimurilor nominale și intermediare la care poate funcționa motorul cu grupul de turbosupraalimentare pentru diferite valori ale parametrilor de stare atmosferici, astfel încât motorul să fie supus unor reglaje funcționale corecte pentru a evita uzuri rapide sau avarii grave.

S-a scos în evidență că prin simularea fenomenelor ce au loc în cazul funcționării grupului turbosuflantă cu motorul cu ardere internă, în cazul unui exemplu concret, la modificarea parametrilor de stare atmosferici, cu ajutorul calculatorului, abaterea rezultată este admisibilă din punct de vedere tehnic. Pentru a micșora, ca valoare, această abatere și pentru a generaliza programul se impune reevaluarea relațiilor folosite în programul de calcul și în special privind presiunea medie convențională a pierderilor mecanice.

Preocupările legate de influența parametrilor de stare atmosferici asupra puterii și consumului de combustibil pentru ca beneficiarul să exploateze motorul supraalimentat fără riscul de a se deteriora, expuse în teza de doctorat, au fost dirijate și spre activitatea practică. Astfel, o mare parte din rezultatele cercetărilor prezentate în această lucrare au fost și sunt valorificate prin publicarea mai multor lucrări științifice, utilizate de specialiști din domeniul motoarelor cu aprindere prin compresiune, rapide, de puteri mijlocii.

Studiile și cercetările întreprinse și prezentate în lucrarea de față, îl determină pe autor să își exprime convingerea că rezultatele acestei teze vor contribui, fie și într-o mică măsură, la evitarea exploatării cu risc a motorului supraalimentat prin solicitarea acestuia, de exemplu în afara limitelor de lucru raționale (pentru temperatura gazelor arse, pentru încălzirea termică a pistonului, etc.).

ANEXA 1

Alimentarea constantă cu combustibil a motorului supraalimentat tip 798-05 cu cremaliera în sarcină totală (100%) în condițiile modificării presiunii aerului aspirat

Condiție impusă: $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 10,3 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
Depresiune la aspirație în suflantă $\Delta p = p_0 - p$		P_e	p_1	t_g	c_e	Limita de putere
MmHg	mmH ₂ O	[kw]	[mmHg]*	[°C]	[gr/kwh]	
0	0	41,3	100	615	249	Fum
15	200	41,2	99	617	250	Fum
45	611	40,8	97	620	252	Fum
75	1019	40,5	95	622	254	Fum
105	1426	40,2	93	625	256	Fum
135	1699	39,9	92	628	258	Fum
165	2038	39,4	90	630	261	Fum, $t_g = 630^\circ\text{C}$
Condiție impusă: $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 17,25 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	72,68	274	630	237,4	Fum
15	200	72,5	271	632	238	Fum, $t_g = 630^\circ\text{C}$
45	611	-	-	-	-	Fum
75	1019	-	-	-	-	Fum
105	1426	-	-	-	-	Fum
135	1699	-	-	-	-	Fum
165	2038	-	-	-	-	Fum
Condiție impusă: $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 20,08 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	86,2	317	607	233	
15	200	86	316	609	233,5	
45	611	85,5	320	612	235	
75	1019	84,7	319	615	237	
105	1426	83,9	321	617	239	
135	1699	83,2	322	620	241	
165	2038	82,46	318	622	243,6	
Condiție impusă: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 21,76 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	93,4	423	595	233	
15	200	93,2	418	597	233,5	
45	611	92,6	412	600	235	
75	1019	91,8	405	602	237	
105	1426	91,0	398	605	239	
135	1699	90,3	391	607	241	
165	2038	89,4	384	610	243,4	
Condiție impusă: $n = 2500 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 25,6 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	108,9	560	565	235,2	
15	200	108,5	554	567	236	
45	611	107,7	545	570	237,5	
75	1019	106,9	536	573	239	
105	1426	106,1	527	576	241,5	
135	1699	105,3	518	578	243	
165	2038	104,4	509	580	245,3	
Condiție impusă: $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 27,38 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	113,2	604	565	241,9	
15	200	112,9	600	567	242,5	
45	611	112,2	596	570	244	
75	1019	111,3	592	573	246	
105	1426	110,4	585	576	248	
135	1699	109,5	577	578	250	
165	2038	108,7	566	580	251,8	

Notă: *- p_1 este presiunea relativă față de presiunea aerului p măsurată în rezervorul tampon

Alimentarea constantă cu combustibil a motorului supraalimentat tip 798-05 cu cremaliera în sarcină parțială (75%) în condițiile modificării presiunii aerului aspirat

Condiție impusă: $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 7,8 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
Depresiune la aspirație în sufiantă $\Delta p = p_0 - p$		P_e	P_1	t_g	c_e	Limita de putere
mmHg	mmH ₂ O	[kw]	[mmHg] [*]	[°C]	[gr/kwh]	
0	0	30,97	-16	430	252	Fum
15	200	30,83	-16,2	432	253	Fum
45	611	30,58	-16,5	436	255	Fum
75	1019	30,23	-16,8	439	258	Fum
105	1426	30,0	-17,1	441	260	Fum
135	1699	29,8	-17,4	443	262	Fum
165	2038	29,54	-17,7	445	264	Fum
Condiție impusă: $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 13,32 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	55,6	-4	445	239	Fum
15	200	55,3	-4	447	241	Fum
45	611	54,9	-4,1	450	242	Fum
75	1019	54,5	-4,2	453	244	Fum
105	1426	54,1	-4,3	456	246	Fum
135	1699	53,6	-4,3	458	248	Fum
165	2038	53,1	-4,4	460	250	Fum
Condiție impusă: $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 15,34 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	65,2	60	452	235,0	
15	200	65,0	59,5	454	236	
45	611	64,5	58,5	456	238	
75	1019	64,0	57,5	459	240	
105	1426	63,5	56,5	462	242	
135	1699	63,0	55,5	465	244	
165	2038	62,4	54,4	467	245,0	
Condiție impusă: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 16,49 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	70	180	440	235,6	
15	200	69,99	178	442	236	
45	611	69,28	175	445	238	
75	1019	68,70	172	448	240	
105	1426	68,14	169	451	242	
135	1699	67,58	166	453	244	
165	2038	66,9	163	455	246,5	
Condiție impusă: $n = 2500 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 19,51 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	82,1	290	410	237,0	
15	200	82	288	412	238	
45	611	81,5	272	415	240	
75	1019	81	277	418	242	
105	1426	80,5	272	420	244	
135	1699	80	268	423	246	
165	2038	78,6	264	425	247,0	
Condiție impusă: $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 20,7 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	84,9	360	410	243,9	
15	200	84,66	356	412	244,5	
45	611	84,14	350	415	246	
75	1019	83,46	344	417	248	
105	1426	82,80	338	420	250	
135	1699	82,5	333	423	252	
165	2038	81,5	327	425	253,9	

Notă: * - p_1 este presiunea relativă față de presiunea aerului p măsurată în rezervorul tampon

Alimentarea constantă cu combustibil a motorului supraalimentat tip 798-05 cu cremaliera în sarcină parțială (50%) în condițiile modificării presiunii aerului aspirat

Condiție impusă: $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 5,26 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
Depresiune la aspirație în suflantă $\Delta p = p_0 - p$		P_e	P_1	t_g	c_e	Limita de putere
mmHg	mmH ₂ O	[kw]	[mmHg]*	[°C]	[gr/kwh]	
0	0	20,65	-32	240	255	Fum
15	200	20,46	-32	241	257	Fum
45	611	20,23	-33	243	260	Fum
75	1019	20,0	-34	245	263	Fum
105	1426	19,85	-34	248	265	Fum
135	1699	19,62	-34	251	268	Fum
165	2038	19,40	-35	254	271	Fum
Condiție impusă: $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 8,98 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	37	-21	255	242,7	Fum
15	200	36,8	-21	257	244	Fum
45	611	36,5	-21	260	246	Fum
75	1019	36,2	-22	263	248	Fum
105	1426	35,9	-22	265	250	Fum
135	1699	35,6	-23	267	252	Fum
165	2038	35,3	-23	269	254	Fum
Condiție impusă: $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 10,3 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	43,4	-9	262	237,3	Fum
15	200	43,3	-9,1	263	238	Fum
45	611	42,9	-9,2	265	240	Fum
75	1019	42,6	-9,3	268	242	Fum
105	1426	42,2	-9,4	270	244	Fum
135	1699	41,9	-9,5	272	246	Fum
165	2038	41,5	-9,9	274	248	Fum
Condiție impusă: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 11,08 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	46,7	7	250	237,3	Fum
15	200	46,55	6,9	251	238	Fum
45	611	46,16	6,7	253	240	Fum
75	1019	45,78	6,6	255	242	Fum
105	1426	45,40	6,5	258	244	Fum
135	1699	45,0	6,4	260	246	Fum
165	2038	44,7	6,3	264	247,8	Fum
Condiție impusă: $n = 2500 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 13,2 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	54,9	55	220	240,5	
15	200	54,7	54,5	221	241,5	
45	611	54,2	54	223	243	
75	1019	53,8	53	226	245	
105	1426	53,4	52	229	247	
135	1699	53,0	51	231	249	
165	2038	52,6	50	234	250,9	
Condiție impusă: $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 13,97 \text{ kg/h}$, $t_0 = 20^\circ\text{C}$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$						
0	0	56,6	105	220	246,9	
15	200	56,4	104,5	221	247,5	
45	611	56,6	103	223	249	
75	1019	56,2	101	226	251	
105	1426	55,2	99	229	253	
135	1699	54,78	97,0	231	255	
165	2038	54,35	95,6	234	257	

Notă: *- p_1 este presiunea relativă față de presiunea aerului p măsurată în rezervorul tampon

Alimentarea constantă cu combustibil a motorului supraalimentat tip 798-05, cu cremaliera în sarcină plină (100%) în condițiile modificării temperaturii aerului aspirat

Condiție impusă: $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 10,3 \text{ kg/h}$, $\varphi = 55\%$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$					
$t (^{\circ}\text{C})$	$P_e [\text{kW}]$	$p_1 [\text{mmHg}]$	$t_g (^{\circ}\text{C})$	$c_e [\text{gr/kwh}]$	Limita de funcționare
10	45,9	105	606	224	
20	41,2	99	617	250	
30	37,7	93	628	273	
40	-	-	-	-	$t_g = 630^{\circ}\text{C}$
50	-	-	-	-	$t_g = 630^{\circ}\text{C}$
60	-	-	-	-	$t_g = 630^{\circ}\text{C}$
Condiție impusă: $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 17,25 \text{ kg/h}$					
10	80,1	264	625	215	
20	72,5	271	632	238	
30	-	-	-	-	$t_g = 630^{\circ}\text{C}$
40	-	-	-	-	$t_g = 630^{\circ}\text{C}$
50	-	-	-	-	$t_g = 630^{\circ}\text{C}$
60	-	-	-	-	$t_g = 630^{\circ}\text{C}$
Condiție impusă: $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 20,08 \text{ kg/h}$					
10	94,5	340	597	212	
20	86	302	609	233,5	
30	79,3	277	620	241	
40	73,3	287	631	251	
50	-	-	-	-	$t_g = 630^{\circ}\text{C}$
60	-	-	-	-	$t_g = 630^{\circ}\text{C}$
Condiție impusă: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 21,76 \text{ kg/h}$					
10	101,9	428	588	213,5	
20	93,2	418	597	233,5	
30	86,2	407	608	252,4	
40	79,2	398	619	274,7	
50	73,1	387	631	297	
60	68,5	-	-	-	$t_g = 630^{\circ}\text{C}$
Condiție impusă: $n = 2500 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 25,6 \text{ kg/h}$					
10	118	565	556	216	
20	108,5	554	567	236	
30	101	544	578	253	
40	91,9	533	589	278	
50	84,6	522	600	302	
60	79	518	612	324	
Condiție impusă: $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, $C_{ch} = 27,38 \text{ kg/h}$					
10	121,9	631	555	224,6	
20	112,9	623	567	242,5	
30	105,5	618	579	259	
40	94,8	611	591	288,8	
50	87,3	608	603	313	
60	81,3	604	616	336	

ANEXA 5

Alimentarea constantă cu combustibil a motorului supraalimentat tip 798-05, cu cremaliera în sarcină parțială (75%) în condițiile modificării temperaturii aerului aspirat

Condiție impusă: $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 7,8 \text{ kg/h}$, $\varphi = 55\%$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$, $\Delta p = 15 \text{ mmHg}$					
t ($^{\circ}\text{C}$)	P_e [kw]	p_1 [mmHg]	t_g [$^{\circ}\text{C}$]	c_e [gr/kwh]	Limita de putere
10	33,85	-8	420	230	
20	30,83	-16,2	432	253	
30	29,3	-25	444	266	
40	27,4	-34	456	281	
50	25,89	-41	468	297	
60	24,0	-50	480	315	
Condiție impusă: $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 13,32 \text{ kg/h}$					
10	58,1	2	438	229	
20	55,3	-4	447	241	
30	52,5	-11	457	253	
40	49,7	-18	467	268	
50	47	-25	468	284	
60	44,2	-32	487	301	
Condiție impusă: $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 15,34 \text{ kg/h}$					
10	68,3	68	444	224	
20	65,0	59,5	454	236	
30	61,7	53	465	248	
40	58,5	46	476	262	
50	55,2	38	487	277	
60	52	29	497	294	
Condiție impusă: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 16,49 \text{ kg/h}$					
10	73,5	185	434	224	
20	69,99	178	442	236	
30	66,5	171	451	247	
40	63	164	460	261	
50	59,5	157	469	277	
60	56	150	480	294	
Condiție impusă: $n = 2500 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 19,51 \text{ kg/h}$					
10	86,2	295	403	226	
20	82	288	412	238	
30	77,9	281	421	250	
40	73,8	273	430	264	
50	69,7	265	438	280	
60	65,6	258	448	297	
Condiție impusă: $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 20,7 \text{ kg/h}$					
10	89,7	363	404	230	
20	84,66	356	412	244,5	
30	79,6	349	420	260	
40	74,5	342	427	277	
50	69,4	335	436	298	
60	64,3	321	444	321	

ANEXA 6

Alimentarea constantă cu combustibil a motorului supraalimentat tip 798-05, cu cremaliera în sarcină parțială (50%) în condițiile modificării temperaturii aerului aspirat

Condiție impusă: $n = 1000 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 5,26 \text{ kg/h}$, $\varphi = 55\%$, $p_0 = 755 \text{ mmHg}$ *					
t ($^{\circ}\text{C}$)	P_e [kw]	p_1 [mmHg]	t_g [$^{\circ}\text{C}$]	c_e [gr/kwh]	Limita de funcționare
10	21,5	-26	235	244	
20	20,46	-32	241	257	
30	19,4	-38	248	271	
40	18,4	-44	255	285	
50	17,3	-51	262	304	
60	16,3	-57	268	322	
Condiție impusă: $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 8,98 \text{ kg/h}$					
10	38,7	-15	250	232	
20	36,8	-21	257	244	
30	35	-25	265	256	
40	33,1	-33	272	271	
50	31,3	-38	278	287	
60	29,4	-45	286	305	
Condiție impusă: $n = 1800 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 10,3 \text{ kg/h}$					
10	45,5	-3	255	227	
20	43,3	-9,1	263	238	
30	41,1	-15	271	250	
40	39	-22	278	264	
50	36,8	-26	285	279	
60	34,6	-32	294	297	
Condiție impusă: $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 11,08 \text{ kg/h}$					
10	48,8	11	245	227	
20	46,5	6,7	251	238	
30	44,2	1,0	257	250	
40	41,9	-4	263	264	
50	39,6	-10	270	279	
60	37,2	-17	276	297	
Condiție impusă: $n = 2500 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 13,2 \text{ kg/h}$					
10	57,5	61	215	229	
20	54,7	54,5	221	241,5	
30	52	48	227	253	
40	49,2	41	235	268	
50	46,5	34	241	284	
60	43,7	27	248	302	
Condiție impusă: $n = 2800 \text{ min}^{-1}$, $C_{eh} = 13,97 \text{ kg/h}$					
10	59,2	110	214	235	
20	56,4	104,5	221	247,5	
30	53,5	98	228	261	
40	50,7	92	236	275	
50	47,9	85	241	291	
60	45	78	249	310	

* Notă: Depresiunea în rezervorul tampon a fost asigurată la $\Delta p = 15 \text{ mmHg}$ ($\sim 200 \text{ mmH}_2\text{O}$)

VALORI MEDII PE CICLU IN CAZUL MODIFICARII TEMPERATURII ATMOSFERICE (extras)

MOTOR 798-05-DT 155CP XR = 19

P	T	NCICL	Tgecil	Tglturb	pe	pm	pmax	λ	TginCil	Pe	n	π	Vol	T	Ce
1	293	68	1033	850	8.79	3.25	91.6	1.57	1174	112.9	2800	1.760	.1423	335	240.12
1	303	53	1056	868	8.22	3.71	89.6	1.48	1207	105.5	2800	1.744	.1373	343	258.64
1	313	53	1077	884	7.38	4.15	88.5	1.47	1237	94.8	2800	1.732	.1342	352	278.67
1	323	53	1099	901	6.79	4.61	88.4	1.43	1269	87.3	2800	1.72	.1320	362	300.86
1	333	59	1122	918	6.35	5.07	88.1	1.37	1299	81.3	2800	1.71	.1298	371	326.88

VALORI MEDII PE CICLU IN CAZUL MODIFICARII TEMPERATURII ATMOSFERICE (extras)

MOTOR 798-05-DT 155CP XR=19

P	T	NCICL	Tg1cil	Tglturb	Pe	Pm	Pmax	λ	TginCil	Pe	n	π	Vol	T1	Ce
1	293	55	1079	890	10.3	2.8	99.9	1.29	1320	86	1800	1.375	.087	327	232
1	303	55	1114	901	9.7	3.3	99.1	1.26	1373	79.3	1800	1.36	.079	338	240
1	313	59	1151	914	9	3.7	98.4	1.22	1385	73.3	1800	1.35	.074	344	248
1	323	59	1187	926	8.4	4.1	97.7	1.19	1397	65	1800	1.345	.063	353	258
1	333	56	1213	936	7.7	4.6	97.1	1.15	1409	58	1800	1.32	.068	361	267

p - presiunea atmosferică(bar)

T - temperatura atmosferică(K)

NCICL - numărul ciclurilor(-)

Tgecil - temperatura gazelor arse după cilindri (K)

Tglturb - temperatura gazelor în fața turbinei(k)

pe - presiunea medie efectivă(bar)

pm - presiunea pierderilor prin frecare(bar)

pmax - presiunea maximă în cilindru (bar)

 λ - coeficientul excesului de aer(-)

TginCil - temperatura medie a gazelor în cilindru(K)

Pe - puterea efectivă a motorului(kw)

n - turatia motorului(rot/min)

 π - raportul de comprimare la compresor (-)V - debitul de aer(m³/s)

T1 - temperatura aerului în colectorul de admisie(k)

Ce - consumul specific de combustibil(gr/kwh)

VALORI MEDII PE CICLU ÎN CAZUL MODIFICĂRII PRESIUNII ATMOSFERICE (EXTRAS)

MOTOR 798-05-DT 155CP XR=19

P	T	NCICL	TdCil	TfTurb	Pe	Pm	Pmax	λ	TiCil	P	n	π	Vol	Tl	Ce
0.94	293	63	1048	858	8.73	3.67	94.0	1.53	1195	112.2	2800	1.78	.1500	342.5	248.80
0.90	293	63	1066	862	8.66	3.67	92.6	1.50	1212	111.3	2800	1.813	.1527	345.1	250.27
0.86	293	60	1085	866	8.58	3.67	91.3	1.46	1228	110.4	2800	1.851	.1557	347.8	251.92
0.82	293	61	1105	869	8.53	3.67	89.9	1.42	1247	109.5	2800	1.880	.1587	350.9	253.61
0.78	293	53	1115	873	8.45	3.67	89.7	1.41	1261	108.7	2800	1.906	.1639	356.7	253.92

VALORI MEDII PE CICLU ÎN CAZUL MODIFICĂRII PRESIUNII ATMOSFERICE (EXTRAS)

MOTOR 798-05-DT 155CP XR=19

P	T	NCICL	TdCil	TfTurb	Pe	Pm	Pmax	λ	TiCil	P	n	π	Vol	Tl	Ce
0.94	293	58	1132	892	10.35	3.14	99.6	1.23	1345	85.5	1800	1.38	.0871	325	236
0.90	293	58	1159	895	10.25	3.14	97.6	1.20	1358	84.7	1800	1.41	.0880	327	238
0.86	293	60	1169	897	10.15	3.15	96.5	1.18	1371	83.9	1800	1.432	.0901	330	239.4
0.82	293	60	1175	900	10.07	3.16	96.3	1.16	1393	83.2	1800	1.458	.0929	336	242.7
0.78	293	64	1185	903	9.98	3.17	96	1.14	1410	82.46	1800	1.467	.0960	341	254.5

P - presiunea atmosferică(b)

T - temperatura atmosferică(k)

NCICL - numărul ciclurilor(-)

TdCil - temperatura gazelor arse după cilindru(k)

TfTurb - temperatura gazelor în fața turbinei(k)

Pe - presiunea medie efectivă(bar)

Pm - presiunea pierderilor prin frecare(bar)

Pmax - presiunea maximă în cilindru(k)

 λ - coeficientul excesului de aer(-)

TiCil - temperatura medie a gazelor în cilindru(k)

P - puterea efectivă a motorului(kw)

n - turația motorului(rot/min)

 π - raportul de comprimare la compresor(-)V - debitul de aer(m³/s)

Tl - temperatura aerului în colectorul de admisie(k)

Ce - consumul specific de combustibil(gr/kwh)

BIBLIOGRAFIE

1. Abăitancei, D. ș.a. – Motoare pentru automobile, E.D.P. București 1980
2. Aramă, C. – Motoare cu ardere internă. Procese și caracteristici. Bucuresti, Ed. Tehnică, 1966.
3. Aramă C. – Corectarea caracteristicilor motoarelor supraalimentate cu aprindere prin compresiune – Metalurgia și construcția de masini, nr. 11/1962, pag 995 – 997.
4. Bătagă, N., ș.a. – Motoare cu ardere internă, Bucuresti, E.D.P., 1995
5. Berindean, V. - Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă. Partea a II-a, Timișoara, Ed. I. P.T. 1979
6. Berindean, V. - Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă. Partea a III-a, litografia U.T. Timișoara, 1985
7. Brun, R. – Science et technique du moteur Diesel industriel et de transport -- tome I, II, Paris, Socie'te' des Editions Techniq, 1977.
8. Buzbuchi, N. ș.a. – Motoare navale. Procese și caracteristici E.D.P. București 1996
9. Buzbuchi, N – Motoare navale supraalimentate dinamice E.D.P. București 1998
10. Cofaru, C ș.a. – Proiectarea motoarelor pentru autovehicule. Reprografia U. Transilvania. Brașov 1997
11. Dincă, F – Cercetări privind modelarea ciclului real de funcționare în vederea optimizării constructiv-funcționale a motoarelor cu ardere internă. Teză de doctorat Timișoara 1995
12. Fiedler, H. – Einfluß der Umgebungstemperatur auf die Betriebsdaten des aufgeladenen Dieselmotors Schlußfolgerungen für Motoren und Maschinenraum aus legung Hansa Schiffahrt – Schiffbau – Haffen – 116, Jahrgang 1979/nr. 8.
13. Grunwald, B. – Teoria, construcția și calculul motoarelor pentru autovehicule rutiere. E.D.P., 1986.

14. Grunwald, B., Apostolescu N. – Neomogenitatea termică și chimică a gazelor din motoarele cu ardere internă. Ed. Academiei R.S.R., București, 1975.
15. Hailin, M. – The investigation of Calculation Methods for Optimization of the Performance of Diesel Engine SAE Paper 930 606. 1993
16. Halupka, K. – Das Hohenverhalten abgasturboaufgeladener Viertakt – Dieselmotoren - M.T.Z. 21 (1960) 9, S. 359 – 363.
17. Hansen, S. – Diesel motor leistung und Bezugs zustand - M.T.Z. 22 (1961) 2, S. 45 – 47.
18. Hoermann, A. – Internationale Normung auf dem Gebiet der Verbrennungskraftmaschinen – M.T.Z. 36 (1975) 10 (S. 279 – 283).
19. Iorga, D. – Motoare cu ardere internă. Vol. I. Litografia U.T.Timișoara, 1990
20. Kniestedt, W.; Moller, A. – Einfluß der atmospherischen Bedingungen auf die Kennwerte hochaufgeladener Dieselmotoren – Maschinenbautechnik 22 (1973) 2, S. 84 – 88.
21. Lespezeanu, I. ș.a. – Posibilități privind creșterea performanțelor unui motor cu aprindere prin comprimare, supraalimentat, prin ameliorarea acordării grupului de supraalimentare cu motorul. Conferința națională de termotehnică. Ediția a IX-a Craiova 1999
22. Lowe, W.-The Effect of Ambient and Enviromental Atmospheric Cenditions. Paper Presentend at the Confrence of the Inst. of Mech.Engr, Southampton, sept.22 26 1970
23. Makhaldiani, V.ș.a.-Fuunctionnement des moteurs Diesel dans des Conditions de basse Pression atmosphe'ric'. CIMAC 1971, Sticckholm.
24. Mollenhauer, K. – Standbuch fur Dieselmotoren. Springer Verlag 1997
25. Monteil, M.-La suralimentation des Moteurs Diesel rapides a` quatre tempes destine's a' une Exploitation en altitude. Entropie ,Juillet-Aout 1967
26. Negrea, V. D. – Procese, caracteristici și supraalimentarea motoarelor cu ardere internă. Litografia U.T. Timișoara, 1990.
27. Negrea V.D., Pop M. – Bazele cercetării experimentale a mașinilor termice. Reprografia I.P. "Traian Vuia", Timișoara 1983.

- 28 Oehler, F.- Thermodynamische Untersuchung des Einflusses der atmosphärischen Zustandsgrossen sowie der Auslegung der Abgasturboadergruppe auf das Betriebsverhalten Von aufgeladenen Dieselmotoren. Dissertation TH Aachen, 1967
- 29 Reisacher, I. – Berechnung des Betriebsverhaltens von abgasturboaufgeladenen Dieselmotoren unter geänderten Betriebsbedingungen – M.T.Z. 27 (1966) 10, S. 411 – 419.
- 30 Reisacher, I.- Berechnung des Betriebsverhaltens von abgasturboaufgeladenen Viertakt-Dieselmotoren unter geänderten Betriebsbedingungen. Dissertation TH Darmstadt 1965
- 31 Restin, K. – Experimentelle und thermodynamische untersuchungen des Verhaltens von Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung unter Verschiedenen atmosphärischen Bediugungen insbesondere Hohenbedingungen – Dissertation, TH Aachen, 1965.
- 32 Schmidt, F.A.F. – Verbrennungskraftmaschinen, Vierte auflage, Berlin – Heidelberg – New York B.R.D., Springer Verlag, 1967.
- 33 Schmidt, F.A.F. – Berechnungs methoden zur Ermittlung von Leistung und Verbrauch von abgasturboaufgeladenen Viertakt – Diesel motoren und Veranderlichen atmosphärischen Bedingungen In: M.T.Z. (28) nr. 1 S1 – 9/1967.
- 34 Schmidt, F.A.F.; May, H.; Schaffrath, M. – Thermodynamische Untersuchungen des Einflusses der atmosphärischen; Zustandsgroßen auf das Betriebsverhalten von Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung – M.T.Z. 30 (1969) 2, S 39 – 53.
- 35 Stecikin, B.S. s.a. - Indikatornaia diagramma, dinamika teplovidelenia i rabocii tikl bistrohodnovo parsnevnogo dirigatelea. M. Academie nauk S.S.S.R., 1960
- 36 Stratulat M.; Munteanu S.D. – Incercarea motoarelor cu ardere internă, Bucuresti, Ed. Tehnică 1966.
- 37 Stratulat, M. ș.a. – Incercarea motoarelor cu ardere internă E.T. București 1966
- 38 Teică, L. D. – Comportarea motorului Diesel cu turbosuflantă în condițiile modificării presiunii și temperaturii aerului la aspirație – Analele Universității din Craiova, vol. 8, 1987.
- 39 Teică, L. D.; ș.a. – Considerații privind influența temperaturii aerului aspirat asupra unor caracteristici ale MAC supraalimentat – Lucrarile sesiunii de comunicări tehnice științifice

“Modernizarea proceselor tehnologice în construcția de masini”, vol. II, Universitatea din Craiova, Facultatea de Mecanică, 1983.

- 40 Teică, L. D.; ș.a. – Constatări privind necesitatea răcirii intermediare a aerului de supraalimentare, *Analele Universității C. Brâncuși Tg. Jiu*, 4 (1997), pag 775 - 778.
- 41 Teică, L. D.; ș.a – Instalații experimentale pentru studiul și cercetarea funcționării motoarelor Diesel supraalimentate în condiții atmosferice variabile – Simpozion “Creativitatea în construcția, fabricarea și exploatarea automobilelor”, vol. III, Institutul de învățământ superior Pitești, 1979, pag. 147 – 152.
- 42 Teică, L. D – Considerații privind influența temperaturii aerului atmosferic asupra caracteristicii de turație la sarcină totală a unui motor Diesel supraalimentat – A IV-a conferință cu participare internațională “Tehnologii și metode moderne de proiectare în construcția de mașini”, Universitatea din Craiova, Facultatea de Mecanică, 16-17 oct. 1998.
- 43 Teică, L. D – Interpretarea datelor experimentale obținute în condițiile variabilității presiunii atmosferice ale aerului la intrarea în suflanta unui motor Diesel supraalimentat- A IV a conferință cu participare internațională “Tehnologii și metode moderne de proiectare în construcția de mașini”, Universitatea din Craiova, Facultatea de Mecanică, 16-17 oct. 1998.
- 44 Teică, L.D. ș.a. – Determinarea funcției de corecție a puterii efective în condiții de variabilitate a presiunii atmosferice pentru motoare turbosupraalimentate de putere mică folosind metoda punctelor alese. Conferința națională de termotehnică. Ediția a IX-a. Craiova 1999
- 45 Teică, L.D. – Studiul teoretic al motoarelor Diesel supraalimentate. Referat de doctorat. Timișoara 1979
- 46 Teică, L.D. – Stadiul actual al cercetărilor privitoare la corectarea caracteristicilor motoarelor Diesel supraalimentate. Referat de doctorat. Timișoara 1978.
- 47 Teică, L.D. – Instalații experimentale pentru studiul și cercetarea funcționării motoarelor Diesel supraalimentate în diferite condiții atmosferice inițiale. Referat de doctorat. Timișoara 1979

- 48 Urlaub, A –Verbrennungsmotoren, Band 2, Verfahrenstheorie, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1989
- 49 Vasilescu C.A.; Pimsner V. – Supraalimentarea motoarelor Diesel, Bucuresti, Ed. Tehnică 1965.
- 51 Wanscheidt, W.A. – Theorie der Diesel motoren. Berlin, D.D.R. Verlag Technik V.E.E., 1968.
- 52 Wight, D.S. – The Effect of Ambient and Environmental Atmospheric Conditions. Paper Presented at the Conference of the Inst. of Mech. Engrs, Southampton, sept.22-26 1970
- 53 Worthing, A. G., Geffner I. – Prelucrarea datelor experimentale, București, E.T. 1959.
- 54 Wilde, K. –Dieselmotoren und Schiffsgetriebe auf der SMM' 86-MTZ 48 (1987) 1
- 55 Woschni, G. – Verbrennungsmotoren. Skriptum zur Vorlesung, 2. Auflage T.U. Munchen 1988.
- 56 Woschni, G. – Theorie der Verbrennungskraftmaschine. Moderne Methoden zur Berechnung der Innenvorgänge. Skriptum zur Vorlesung. T.U. Munchen 1993
- 57 Zinner, K. – Einfluß der Ladeluftkuhlung auf die Leistung aufgeladener Viertakt – Dieselmotoren bei Veranderlichen Außenbedingungen – M.T.Z. 20 (1959) S. 169 – 172.
- 58 Zinner, K. - Aufladung von Verbrennungsmotoren – Cap. 8.5: Das Höhenverhalten (S. 172 – 180), Springer – Verlag, Berlin, 1975.
- 59 Zinner, K. – Die Leistungsumrechnung und Prufung aufgeladener Diesel und Gasmotoren bei geanderten atmospherischen Bedingungen – M.T.Z. 40 (1979) 2 (S. 67 – 71).
- 60 Zinner, K.; Wunsch, A. – Leistungsbemessung und Prufung von aufgeladenen Viertakt Dieselmotoren unter geanderten atmospherischen Bedingungen-Erlauterungen zur CIMAC Empfehlung 1971 – M.T.Z. 32 (1971) 11 (S. 393 – 403).
- 61 Zinner, K. –“Aufladung von Verbrennungsmotoren”, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1980
- 62 Zinner,K.—Detarage et corection de puissance de moteurs Diesel 4 tempes suralimente's Revue Entropie,44,1972,pag.5-27

- 63 Zurner, H. – Entwicklung von aufgeladenen M.A.N. Fahrzeug Dieselmotoren im Sechszylinder – Reihenbauart M.T.Z. H. 2, 1980
- 64 X X X ISO 3046/1-1975 (E) Reciprocating internal combustion engines: Performance Part I: Standard reference conditions and declarations of power fuel consumption and lubricating oil consumption.
- 65 X X X CIMAC- "Recommendation for Diesel Engine acceptance tests. Appendix E for Turbocarged Four-Stroke Diesel Engines, Paris 10, Avenue Hoche. F-75 Paris 1971
- 66 X X X – Manualul inginerului termotehnician. Vol. II. Editura tehnică. București. 1986
- 67 X X X – Regles pour les moteurs Diesel de traduction U.I.C. 6230 R 1958
- 68 X X X – Caracteristicile de sarcină, de turație și de consum orar de combustibil ale motorului 16R251-FLO. Probe de casă, Reșița 1975

CUPRINS

NOTATII PRINCIPALE.....	pag 3
CAPITOLUL 1	
INTRODUCERE	pag 4
CAPITOLUL 2	
STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR PRIVIND DETERMINAREA PUTERII EFFECTIVE A MOTOARELOR DIESEL SUPRAALIMENTATE IN CONDITIILE MODIFICARII PARAMETRILOR DE STARE LA INTRARE IN SUFLANTA.....	pag 8
2.1. Cercetari privind posibilitatile de corectare a caracteristicilor motoarelor Diesel supraalimentate functionand in conditii variabile ale parametrilor de stare pentru mediul ambiant	pag 8
2.2. Instalatii experimentale utilizate la evaluarea performantelor motoarelor Diesel supraalimentate functionand in conditii ale mediului ambiant cu parametrii de stare diferiti de cei standard	pag 21
2.3. Metodologia de calcul a coeficientului de corectare a puterii efective pentru motoarele Diesel supraalimentate incercate in conditii ale mediului ambiant cu parametrii de stare diferiti de cei standard.....	pag 25
2.4. Consideratii critice privind posibilitatile de corectare ale puterii efective a motoarelor Diesel supraalimentate functionand in conditii variabile ale parametrilor de stare de la intrarea in sufianta	pag 32
2.5 Concluzii	pag 35

CAPITOLUL 3

METODICA DE CERCETARE SI INSTALATIA EXPERIMENTALA UTILIZATA PENTRU EVALUAREA INFLUENTEI PARAMETRILOR DE STARE ATMOSFERICI

.....pag 36

3.1. Prezentarea de ansamblu a standului de proba si a echipamentului de masurarepag 36

3.2. Metode de experimentarepag 44

3.3. Programul de incercari experimentale pentru stabilirea coeficientului de corectie a puterii efectivepag 45

CAPITOLUL 4

REZULTATE EXPERIMENTALE OBTINUTE IN CONDITIILE VARIABILITATII PARAMETRILOR DE STARE ALE AERULUI LA INTRARE IN SUFLANTA SI INTERPRETAREA ACESTORA pag 47

4.1. Consideratii generale pag 47

4.2. Influenta presiunii atmosferice pag 49

4.3. Influenta temperaturii atmosferice pag 51

4.4. Influenta umiditatii aerului pag 52

4.5. Influenta presiunii, temperaturii si umiditatii aerului atmosferic asupra indicilor de performanta ai motoarelor Diesel supraalimentate pag 53

4.6. Elemente privind precizia de masurare la standul de proba ai parametrilor functionali ai motorului pag 56

4.6.1 Precizia de masurare a turatiei	pag 56
4.6.2. Precizia de măsurare a fortei de frânare	pag 57
4.6.3. Precizia de măsurare a puterii efective	pag 57
4.6.4. Precizia de masurare a consumului specific efectiv de combustibil.....	pag.59
4.7. Concluzii privind rezultatele experimentale obtinute	pag.62

CAPITOLUL 5

EVALUAREA CANTITATIVA A FACTORILOR DE CORECTIE A PUTERII EFECTIVE IN CAZUL MOTOARELOR DIESEL TURBOSUPPRAALIMENTATE FUNCTIONAND IN CONDITIILE DE MEDIU AMBIANT DIFERITE DE CONDITIILE STANDARD

pag.63

5.1. Abilitarea relatiilor consacrate pentru evaluarea factorilor de corectie pentru clasa de motoare de puteri mici turbosupraalimentate cu injectie directa

pag.63

5.1.1. Determinarea factorilor de corectie a puterii efective si stabilirea veridicitatii acestora pentru relatiile propuse de K. Zinner

pag.63

5.1.2. Determinarea factorilor de corectie a puterii efective si stabilirea veridicitatii acestora pentru relatiile propuse de F.A.F. Smidt

pag.68

5.2. Determinarea unor functii de corectie pentru evaluarea puterii efective pentru motoare turbosupraalimentate de putere mica

pag.70

5.2.1. Consideratii generale

pag.70

5.2.2. Functii de corectie a puterii efective in conditii de variabilitate a presiunii atmosferice

pag.71

5.2.3. Functii de corectie a puterii efective in conditii de variabilitate a temperaturii atmosferice	pag.79
5.2.4. Functii compuse pentru corectia puterii efective	pag.88
5.2.5. Functii de corectie a consumului specific efectiv de combustibil in conditii de variabilitate a temperaturii atmosferice.....	pag.91
5.2.6. Functii de corectie a consumului specific efectiv de combustibil in conditii de variabilitate a presiunii atmosferice.....	pag.96
5.3. Interpretarea critica a veridicitatii relatiilor consacrate comparativ cu functiile de corectie la corectarea puterii efective pentru motoarele supraalimentate de puteri mici	pag.106
5.3.1. Abilitarea relatiilor dupa K. Zinner in justapunere cu functia de corectie propusa	pag.106
5.3.2. Abilitarea relatiilor dupa recomandarea TGL8346 fila 5-Mai 1968-, recomandarea CIMAC 1971 si standardul international ISO3046/1-1975.....	pag.106
5.4. Concluzii	pag.109

CAPITOLUL 6

PROCEDEU DE EVALUARE A FUNCTIONARII IN COMUN A MOTORULUI DIESEL CU GRUP DE TURBOSUFLANTA IN CONDITII DE VARIABILITATE A PARAMETRILOR MEDIULUI AMBIANT.....pag.110

6.1. Supraalimentarea cu grup turbosuflantã.....pag.110

6.1.1. Considerații generale

pag.110

6.1.2. Parametrii grupului turbosuflant.....pag.110

6.1.3. Condițiile funcționării în comun a motorului cu grupul de turbosupraalimentare..	pag.113
6.2. Calculul nivelului de performanță la funcționarea în comun a motoarelor cu grup de turbosuflantă în regim variabil pentru parametrii de stare folosind caracteristicile universale ale turbinei și suflantei.....	pag.117
6.2.1. Caracteristicile adimensionale ale compresorului și ale turbinei.....	pag.117
6.2.2. Determinarea punctului comun de funcționare a motorului cu grupul de turbosupraalimentare (TSA).....	pag.120
6.2.3. Acordarea grupului TSA cu motorul la diferite regimuri	pag.121
6.3. Funcționarea în comun a MAI cu grupul de TSA pentru regim variabil a parametrilor de stare la intrare în compresor utilizând diagrama în patru cadrane.....	pag.122
6.3.1. Aplicație numerică în cazul motorului 798-05.....	pag.126
6.4. Aplicație numerică în cazul funcționării în comun a MAI 798-05 cu grupul de TSA 3LE.1.2.4.0 pentru regim variabil a parametrilor de stare la intrare în suflantă prin exploatarea programului de calcul DYN4.....	pag.129
6.4.1. Descrierea elementelor programului de calcul	pag.129
6.4.2. Acordarea programului de calcul cu datele experimentale.....	pag.132
6.4.3. Pierderile mecanice ale motorului	pag.136
6.5. Concluzii.....	pag.138

CAPITOLUL 7**CONCLUZII GENERALE SI CONTRIBUTII PERSONALEpag.139**

7.1. Sinteza rezultatelor privind abilitarea relatiilor de corectie consacrate și a functiilor de corectie propuse pentru determinarea puterii efective pag.139

7.2. Concluzii și soluții privind acordarea eficiență a MAI cu grupul TSA in regim stabil de funcționare în condiții variabile ale parametrilor de stare atmosferici..... pag.141

7.3. Contributii personalepag.142

ANEXE.....pag.145

BIBLIOGRAFIEpag.153