

A N E X A B

CALCULUL UNDELOR DE PE TRASEUL DE ADMISIUNE
AL M.A.C. IN PATRU TIMPI LUI ND IN CONSIDERARE
FRECAREA SI INFLUENTA INERTIEI COLOANEI DE
FLUID

BIBLIOTECA CENTRALĂ
 UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
 TIMIȘOARA

B.1. Considerații teoretice

Pentru evaluarea influenței inerției coloanei de fluid asupra structurii trenurilor de undă utilizăm rezultatele cercetărilor lui Huber [30] prezentate parțial în § 1.2.2.

Se notează :

$$K = \frac{6.1.n(\varnothing_e - \varnothing_a)}{\hat{u}_2(\alpha_e - \alpha_a)} \quad (B.1.)$$

unde indicii "a" și "e" semnifică începutul, respectiv sfârșitul intervalului de calcul, cu α fiind notat unghiul de manivelă curent și cu \varnothing raportul $\varnothing = S_2/S_{cal}$, S_{cal} fiind secțiunea conductei de admisiune, "l" reprezintă lungimea traseului de admisiune.

Pentru viteza momentană în secțiunea controlată de supapa de admisiune, la sfârșitul intervalului de calcul, se deduce :

$$u_{2e} = \sqrt{1 + K^2} \operatorname{cth} \left\{ \frac{1}{2K} \sqrt{1 + K^2} \ln \left(1 + \frac{\varnothing_e - \varnothing_a}{\varnothing_a} \frac{\alpha_e - \alpha_a}{\alpha_e - \alpha_a} \right) + \operatorname{arc} \operatorname{cth} \left[\frac{(u_{2e}/\hat{u}_2) + K}{\sqrt{1 + K^2}} \right] \right\} \hat{u}_2 - K \cdot \hat{u}_2 \quad (B.2)$$

Se notează :

$$W = \frac{(u_{2a}/\hat{u}_2) + K}{\sqrt{1+K^2}} \quad (\text{B.3.}) \quad Z_1 = |W| \quad (\text{B.3'})$$

$$Z_2 = \frac{1}{2K} \cdot \sqrt{1+K^2} \cdot \ln \left(1 + \frac{\vartheta_e - \vartheta_a}{\vartheta_a} \frac{\alpha_e - \alpha_a}{\alpha_e - \alpha_a} + \frac{1}{2} \ln \frac{1+Z_1}{1-Z_1} \right) \quad (\text{B.4.})$$

$$Z_3 = \frac{1}{2K} \cdot \sqrt{1+K^2} \cdot \ln \left(1 + \frac{\vartheta_e - \vartheta_a}{\vartheta_a} \frac{\alpha_e - \alpha_a}{\alpha_e - \alpha_a} + \frac{1}{2} \ln \frac{Z_1+1}{Z_1-1} \right) \quad (\text{B.5.})$$

Dacă $Z_1 \leq 1$ viteza se calculează după o relație de forma:

$$u_{2e} = \sqrt{1+K^2} \cdot \frac{e^{z_2} - e^{-z_2}}{e^{z_2+e} - e^{-z_2}} \cdot \hat{u}_2 - K \cdot \hat{u}_2 \quad (\text{B.6.})$$

iar dacă $Z_1 > 1$.

$$u_{2e} = \sqrt{1+K^2} \cdot \frac{e^{z_3} - e^{-z_3}}{e^{z_3+e} - e^{-z_3}} \cdot \hat{u}_2 - K \cdot \hat{u}_2 \quad (\text{B.7.})$$

Viteza medie \hat{u}_2 se calculează după valorile momentane ale presiunilor din fața și de după supapa de admisiune.

Pentru stabilirea vitezei într-o secțiune oarecare a traseului de admisiune u_{HI} se are în vedere ecuația de continuitate și ecuația adiabatei precum și decalajul determinat de timpul de propagare a undei, la o viteză a sunetului determinată de condițiile medii de stare.



Densitatea medie ρ_{mm} cu care se operează la determinarea presiunii se stabilește tot după condițiile medii de stare, considerînd că fluidul pe conductă evoluează adiabatic.

Presiunea momentană totală într-o secțiune 1-1, utilizînd și indicațiile date în [30] este :

$$P_{He} = P_{Ha} + \frac{\rho_{mm}}{2} \cdot u_{H1}^2 + \rho_{mm} \cdot l \cdot \frac{\Delta u_{H1}}{\alpha_e - \alpha_a} \cdot 6 \cdot n \quad (B.8)$$

de aici putîndu-se apoi foarte simplu stabili și presiunea statică momentană, determinată deocamdată strict numai de fenomenele inerționale de pe conducta de admisiune.

Evaluaînd vitezele și presiunile în secțiunea de calcul și cu ajutorul funcțiilor trigonometrice, avîndu-se în vedere și frecarea, se determină valorile momentane ale vitezelor și presiunilor pentru fiecare pas de calcul ca medii aritmetice ale valorilor stabilite după cele două metode.

B.2. Metoda numerică de calcul

Calculul undelor de pe traseul de admisiune al m.a.c. în patru timpi luînd în considerare frecarea și influența inerției coloanei de fluid s-a efectuat utilizînd organigrama din anexa B 1, cu ajutorul calculatorului TR-440 de la Universitatea Ruhr din Bochum.

În cele ce urmează vom face cîteva referiri la calculul undelor determinate de efectele inerționale ale

coloanei de fluid și la metoda de stabilire a valorilor finale ale vitezelor și presiunilor momentane.

După ce pînă la operatorul 93 se determină și se înregistrează parametrii ce prezintă interes pentru "j" armonici în cadrul unui pas "j" de calcul, fenomenele de undă fiind descrise cu ajutorul funcțiilor trigonometrice prin luarea în considerare a fracțiilor (relații complete sau simplificate) în cazul în care $j \neq 1$ prin operatorul 96 se atribuie sau se stabilesc după relațiile (B.1) - (B.3!) valorile parametrilor ajutătoare ce servesc la evaluarea vitezei. Dacă $j = 1$ se atribuie pentru parametrii înscrși în operatorul 95 valori proprii condițiilor cuasistaționare de curgere.

Grupul de operatori 97 - 101 servesc la determinarea vitezelor și a presiunilor momentane într-o secțiune 1-1, care se memorează, a decalajului în grade [RAS] $\Delta\alpha$ și a valorilor absolute ale oscilațiilor de presiune și viteză Δp_H și Δu_H . Cu ajutorul operatorilor 102 și 103 se reia calculul pentru un nou pas de "j" de la operatorul 6 evaluându-se din nou succesiv fenomenele de undă după cele două metode, pînă ce supapa se închide.

Dacă $K \neq 1$ (K semnificînd aici secțiunea în care se face calculul) prin operatorul 105 se determină parametrul

$$j_1 = \Delta\alpha/10 \quad (B.9)$$

care este întreg, reprezentînd numărul intervalelor de decalaj

pentru parametrii evaluați într-o secțiune oarecare față de valorile aceluiași parametri în secțiunea controlată de supapă.

$$\text{și } A_{j_1} = \Delta\omega - l_0 \cdot j_1 \quad (\text{B.10})$$

- ce reprezintă fracțiunea de interval cu ajutorul căreia prin interpolare, se stabilesc valorile presiunii și vitezei :

Printr-un ciclu de "j₂" (operatorii l₀₆ - l₁₀), se stabilesc și se tipăresc valorile finale ale vitezelor U_M(j₂) și presiunilor p_{ms}(j₂) ca medii aritmetice ale vitezelor și presiunilor determinate prin cele două metode și ținând cont de decalajul în timp al undei determinată de fenomenele inerționale de pe conductă.

Pentru K = 1 (secțiunea controlată de supapă) se ocolește blocul de operatori care servește la evaluarea decalajului, acesta fiind nul.

Operatorii l₁₁ - l₁₃ permit roluarea calculelor prin cele două metode de evaluare a fenomenelor de undă și în alte secțiuni ce prezintă interes; când numărul acestora s-a epuizat programul este oprit prin comanda l₁₄.

B.3. Interpretarea rezultatelor de calcul și concluzii

Anexele B 2/1 conțin curbele reprezentative ale variației vitezelor (la 1250 mm de capătul liber al

conductei) și presiunilor (la 1250 și 50 mm) determinate experimental pentru regimul I de lucru al motorului (Tab.6.2.1.), notate fiinf cu E, calculate prin funcții trigonometrice cu luarea în considerare a frecării prin relații simplificate (curbele nemarcate), precum și cele calculate prin funcții trigonometrice cu luarea în considerare și a influenței inerției coloanei de gaz, notate cu M.

Anexele B 2/2 conțin același gen de curbe cu deosebire că în acest caz influența frecării s-a avut în vedere prin relații complete.

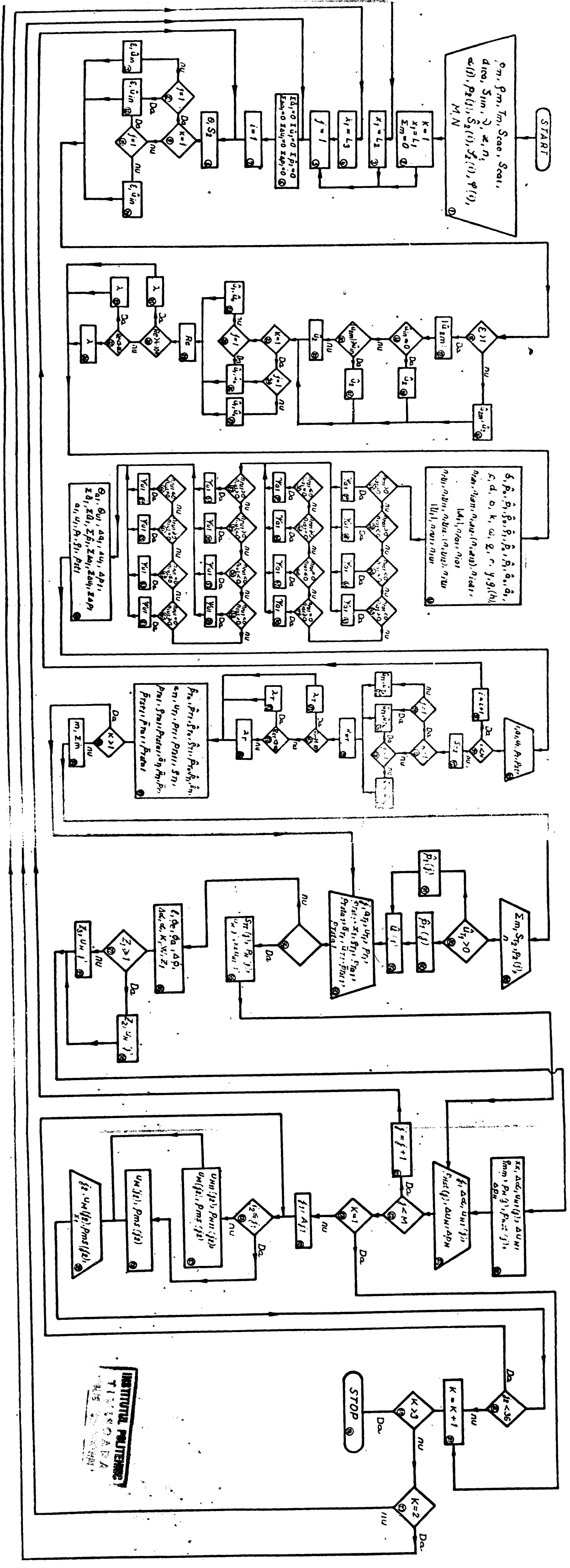
Se constată că valorile vitezelor calculate cu luarea în considerare și a inerției sînt mai mari decît cele calculate strict numai prin funcții trigonometrice, apropiindu-se de cele determinate experimental; diferențele nu sînt prea severe, deoarece oscilațiile vitezelor în sine sînt relativ mici comparativ cu valorile medii ale acestora, determinate din condiții cuasistaționare de curgere (anexele B 2/1' și B 2/2').

Anexele B 2/1" și B 2/2" dovedesc o alură asemănătoare a curbelor M comparativ cu curbele experimentale, regimul de presiuni fiind însă tot timpul mai sever decît cel stabilit la standul de încercare, datorită faptului că pentru "uncele liniștite" așa cum au fost definite de Seifert [57], după metoda lui Huber [30] nu poate fi studiată complex propagarea acestora, neținîndu-se cont nici de atenua-

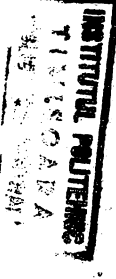
rea fenomenului datorită amortizării din conductă.

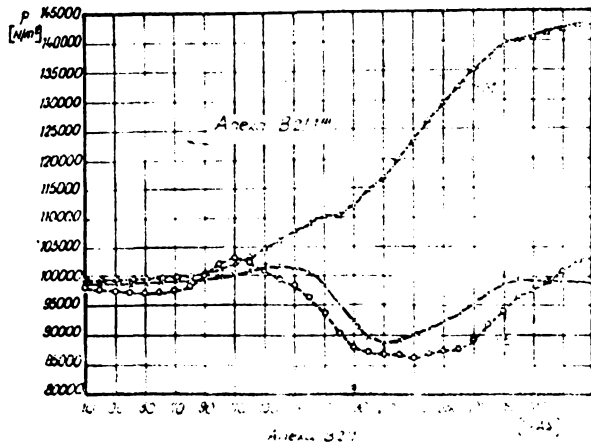
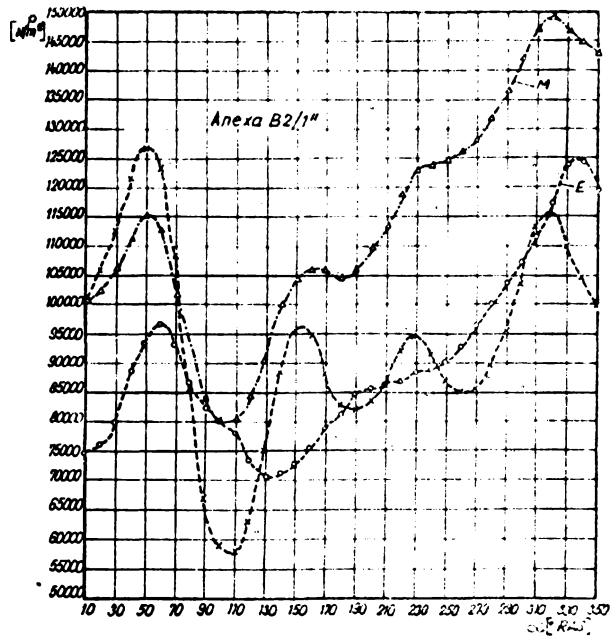
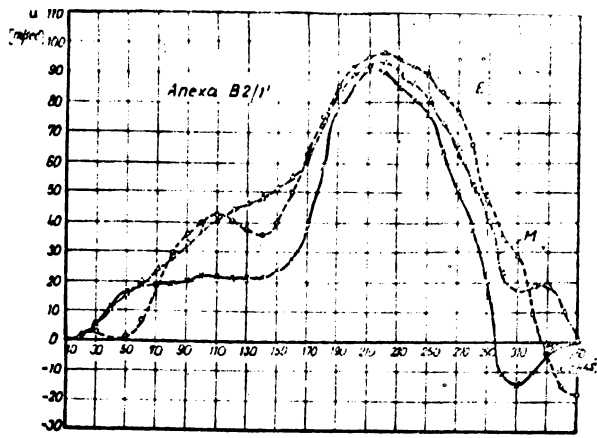
Anexele B 2/1" și B2/2" pun în evidență abateri inacceptabil de mari între curbele M și E; se pare că pentru secțiunile de se găsesc la distanțe apreciabile de generatorul de oscilații, neglijarea amortizării determinată de frecare la calculul undelor "de inerție" precum și utilizarea ca parametru de control a lunginii totale a conductei "1" așa cum o recomandă Huber [30] este neavenită. Calcule ulterioare efectuate la RUB de către autor cu 1 variabil după secțiunea de calcul au arătat că luarea în considerare a inerției coloanei pentru 1 foarte mic este lipsită de sens, valorile oscilațiilor în acest caz devenind infinit mici.

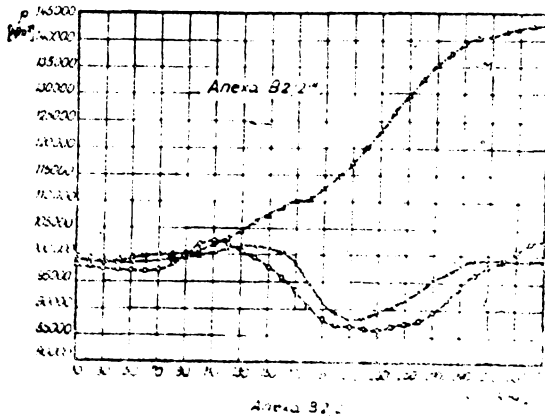
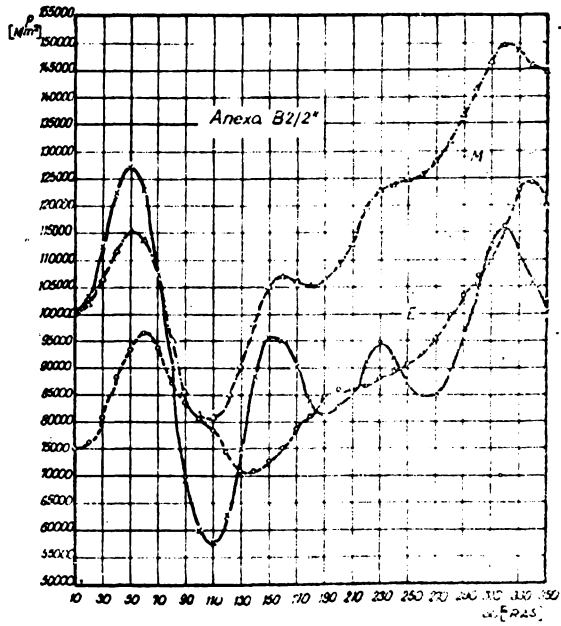
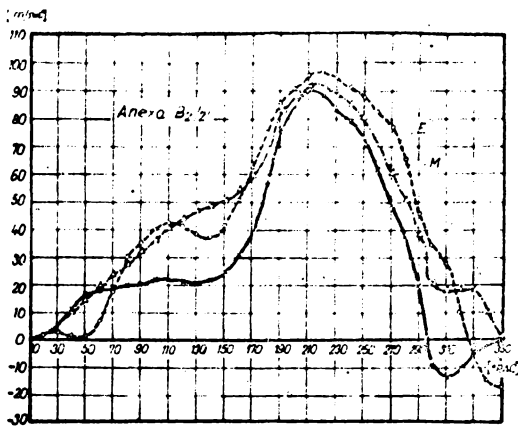
În concluzie se apreciază că descrierea fenomenelor de undă strict numai prin funcții trigonometrice este proprie undelor de mică amplitudine, pentru viteze de rotație ale arborelui cotit nu prea mari când nu trebuie avută în vedere în mod expres influența inerției coloanei de fluid. De altfel cercetările lui Huber [30] au arătat că fenomenele inerționale devin preponderente din punct de vedere al structurii tremurilor de undă la turații ce depășesc în general 4000 rot/min, pentru motoarele în patru timpi, în acest domeniu procesele nestaționare putând fi descrise strict numai după metoda expusă în [30].



Anexa B1







AA N E X A - C

CALCULUL FENOMENELOR DE UNDA DE PE TRASEELE DE ASPIRATIE SI EVACUARE PENTRU UN MOTOR MONOCILINDRIC FOLOSIND METODA CARACTERISTICILOR

C.1. Generalități

Pentru descrierea cât mai completă a fenomenelor de undă ce însoțesc schimbul de încărcătură a fost utilizat la Universitatea Ruhr din Bochum un program de calcul complex care permite cercetarea fenomenelor nestaționare prin metoda caracteristicilor, pentru întreg ciclul de funcționare al unui motor cu ardere internă.

Programul principal conține comenzile de citire a caracteristicilor geometrice și funcționale ale motorului precum și a mărimilor de stare ale agentului de lucru în fața și după mașina studiată, cu ajutorul său fiind asigurată și tipărirea parametrilor ce prezintă interes. Totodată, prin intermediul unghiului de manivelă motoare, se asigură cu programul principal controlul calculului, după fazele caracteristice ale procesului de funcționare al motorului.

Calculul propriu-zis se efectuează cu ajutorul unor subprograme, numărul acestora și structura lor fiind determinate de tipul motorului cercetat, de caracteristicile constructive ale țevăriei de distribuție.

În cele ce urmează se vor prezenta succint relații fundamentale care au stat la baza calculului, se vor descrie organigramele subprogramelor utilizate pentru ca în final să se interpreteze rezultatele de calcul comparative cu datele experimentale obținute pentru motorul F 8 L 413 la "Institut für Motorenbau - Prof.Dr.Ing. E.W. Huber - München". Se vor

prezenta de asemenea datele de calcul privind fenomenele nestaționare din conducta de admisiune obținute cu metoda funcțiilor trigonometrice comparativ cu rezultatele experimentale furnizate de IMH-München.

C.2. Considerații teoretice

Pentru calculul în regim nestaționar al ciclului de funcționare al unui motor cu ardere internă, se adoptă în prezenta anexă următoarele ipoteze simplificatoare :

- fluidul ce evoluează este un gaz ideal
- se neglijează schimbul de căldură dintre mediu și cilindru, respectiv conductă de distribuție și mediu
- se neglijează frecarea în domeniul de calcul propriu cilindrului (inclusiv traseele de distribuție din chiulasă)
- mărimile de stare în conductă variază politropic
- fluidul evoluează unidimensional

Pentru viteza sunetului se folosește relația cunoscută :

$$a = \sqrt{\chi R \cdot T} \quad (1)$$

Mărimile de stare fiind legate prin următoarele relații de interdependență :

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \cdot e^{\frac{s_1-s_2}{c_p}} \quad (2)$$
$$\frac{a_1}{a_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{\chi-1}{2\chi}} \cdot e^{\frac{s_1-s_2}{c_p}}$$

Principiile de bază ale metodei caracteristicilor au fost anterior expuse. În cele ce urmează vom face câteva referiri stricte asupra principalelor relații care permit sintetizarea matematică a fenomenelor luate în studiu.

În fig. C-1 este redat planul "parametrilor curgerii".

Ecuațiile liniilor Mach în formă diferențială sînt :

Fig.C-1

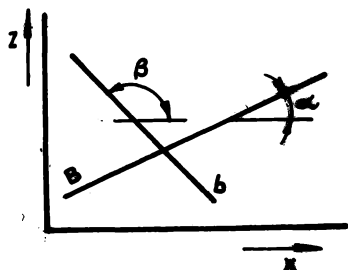


Fig.C-1

- Pentru unde spre dreapta :

$$\Delta \bar{z} = \Delta \bar{x} \cdot \text{tg} \alpha \quad (4)$$

cu :

$$\text{tg} \alpha = \frac{1}{\bar{u} + \bar{p}} \quad (4a)$$

- Pentru undele spre stînga :

$$\Delta \bar{z} = \Delta \bar{x} \cdot \text{tg} \beta \quad (5)$$

cu :

$$\text{tg} \beta = \frac{1}{\bar{u} - \bar{p}} \quad (6)$$

Semnificația notațiilor este următoarea :

$$\bar{z} = 360 \cdot n \cdot \bar{z} \quad (6a)$$

$$\bar{x} = \frac{360 \cdot n}{a_1} \cdot x \quad (6b)$$

$$\bar{p} = \left(\frac{p}{p_1} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \quad (6c)$$

$$\bar{u} = \frac{u}{a_1} \quad (6d)$$

In fig. C-2 este redat

planul mărimilor de stare.

Relația diferențială a caracteristicii de stare pentru curentul nestaționar, în curgere izentropică este :

$$\Delta \bar{u} \pm \frac{2}{\alpha-1} \cdot \Delta \bar{p} = 0 \quad (7)$$

Punctele de intersecție

cu ordonata sînt :

$$\bar{p}_{\text{ord}} = \bar{p} \pm \frac{\alpha-1}{2} \cdot \bar{u} \quad (7a)$$

$$\text{unde } \bar{p}_{\text{ord}} = \left(\frac{p_{\text{ord}}}{p_1} \right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \quad (7b)$$

Relațiile care descriu liniile Mach și caracteristicile de stare se rezolvă din punct în punct; mărimile de stare între aceste puncte se interpolează linear.

Debitul teoretic ce evoluează printr-o conductă în pre-

zența unui organ de strângulare este definit prin relația :

$$\dot{m}_t = S \cdot \sqrt{2 p_o \rho_o} \sqrt{\frac{\alpha}{\alpha-1} \left[\left(\frac{p}{p_o}\right)^{2/\alpha} - \left(\frac{p}{p_o}\right)^{\frac{\alpha+1}{\alpha}} \right]} \quad (8)$$

pierderile putînd fi astfel sintetizate prin coeficientul de debit:

$$\mu = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_t} \quad (9)$$

Din relațiile (8) și (9), folosind și ecuația energiei, se deduce pentru curgerea dintr-un rezervor într-o conductă, printr-un organ de laminare, după [57] - vezi fig. C.3. :

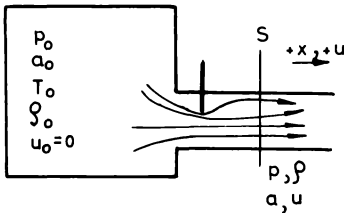


Fig. C- 3

$$\pm \sqrt{\alpha-1} \cdot \frac{u}{a_o} = - \frac{\left(\frac{p}{p_o}\right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}}}{\sqrt{\mu^2 \cdot 2 \left[1 - \left(\frac{p}{p_o}\right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]}} + \sqrt{\frac{\left(\frac{p}{p_o}\right)^{\frac{2(\alpha-1)}{\alpha}}}{\mu^2 \cdot 2 \left[1 - \left(\frac{p}{p_o}\right)^{\frac{\alpha-1}{\alpha}} \right]} + 2} \quad (10)$$

unde semnul \oplus se adoptă în cazul cînd rezervorul se găsește în

stînga conductei și fluidul curge în sens pozitiv, iar semnul minus cînd rezervorul este în dreapta conductei, curgerea permițînd de asemenea golirea rezervorului.

Notînd :

$$\bar{m} = \frac{\dot{m}}{S \cdot \frac{\alpha}{\sqrt{\alpha-1}} \cdot \frac{p_o}{a_o}} \quad (8a)$$

din (8), (9) și (10) se deduce :

$$\bar{m} = \mu \sqrt{\left(\frac{p}{p_o}\right)^{\frac{2}{\alpha}} - \left(\frac{p}{p_o}\right)^{\frac{\alpha+1}{\alpha}}} \quad (8b)$$

$$\pm \sqrt{\alpha-1} \cdot \frac{u}{a_o} = \frac{\sqrt{1 + 4 \left(\frac{\bar{m}}{p/p_o}\right)^2 - 1}}{\sqrt{2} \cdot \frac{m}{p/p_o}} \quad (10a)$$

Raportul p/p_o din relația (8a) este notat cu E_1 în sub-programul CEL pentru organul de laminare și cu A_1 pt. cel de

evacuare.

Diagrama condițiilor de limită se obține prin reprezentarea grafică a dependenței funcționale descrisă de relația (10), avînd ca parametru coeficientul de debit μ fig. C-4. În cazul că diagrama este simetrică pe ordonată, ea redă numai domeniul vitezelor pozitive.

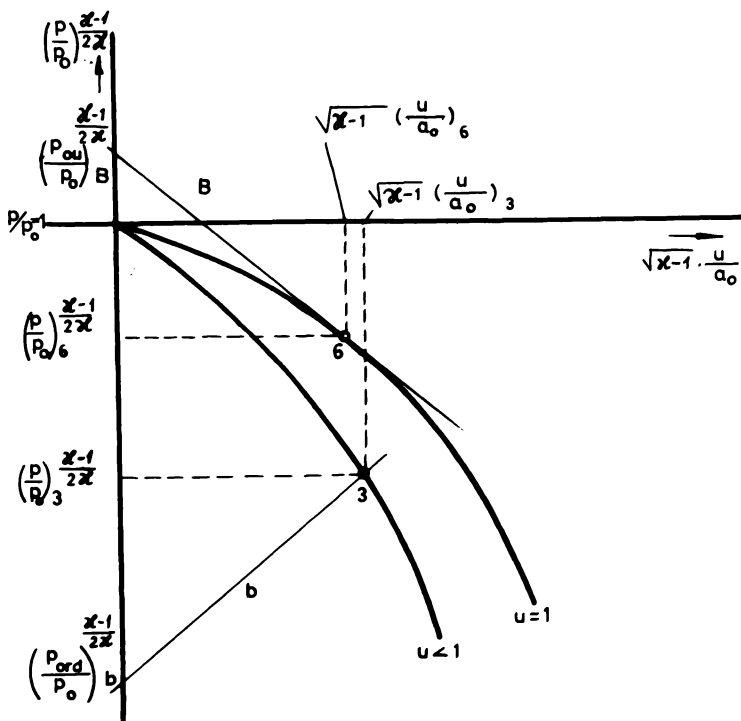


Fig. C-4

Folosind 7a) și diagrama condițiilor limită se deduce :

$$\pm \sqrt{x-1} \cdot \frac{u}{a_0} = \frac{2}{x-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{ord}}{p_0} \right)^{\frac{x-1}{2x}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{x-1}{2x}} \right] \cdot e^{\frac{s-s_0}{2 \cdot c_p}} \quad (11)$$

Pentru evoluție neizotermică a fluidului este proprie relația :

$$\frac{s}{s_0} = \left(\frac{p}{p_0} \right) \cdot e^{\frac{s-s_0}{2 \cdot c_p}}$$

În scopul simplificării scrierii se introduce notația :



$$E N = e^{\frac{s-s_0}{2c_F}} \quad (12)$$

In fig. C-4 sînt reprezentate caracteristicile de stare pentru o linie Mach spre dreapta (B) respectiv spre stînga (b).

Fig. C-5 redă variația mărimilor de stare de-a lungul unei linii Mach de tipul b

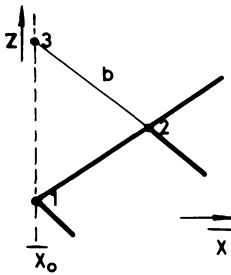


Fig.C-5

Să presupunem că pentru poziția \bar{x}_0 , unde se găsește organul de strangulare reprezentat în fig. C-3, se cunosc mărimile de stare (punctul 1), fiind de asemenea cunoscut felul cum evoluează unda în spațiu (punctul 2). Trebuie determinat punctul 3 care se găsește pe linia Mach b, orientată spre ventil. Deoarece punctele 2 și 3 se găsesc pe linia Mach b, mărimile lor de stare trebuie să satisfacă

ecuația caracteristicii b. În același timp, mărimile proprii punctului 3 trebuie să satisfacă și ecuația curbei condițiilor de limită de parametru μ . Aceasta înseamnă că punctul 3 se obține la intersecția dintre caracteristica b și curba condițiilor de limită. (semnul \oplus în relațiile (10) și (10a) și \ominus în relația (11)).

Dacă rezervorul se găsește în dreapta conductei se va utiliza zona din stînga a diagramei condițiilor de limită adoptîndu-se semnul \ominus în relațiile (10) și (10a) și \oplus în relația (11).

Dacă raportul presiunilor $(p_{ord}/p_0) > 1$ punctul de intersecție între caracteristica b și curba condițiilor limită de parametru μ nu se mai găsește în domeniul vitezelor pozitive, fluidul curgînd spre rezervor. Cazul acesta este propriu unui rezervor cu conductă și organ de strangulare poziționat la \bar{x}_0 , după schema din fig. C-6, situație în care poate fi din nou utilizat domeniul vitezelor pozitive din diagrama condițiilor de limită (semnul \oplus)

pentru relațiile (10) și (10a)).

Procesul reprezentat în fig. C-7 prin linii groase este presupus ca fiind cunoscut, punctele 4 și 5 fiind astfel anterior determinate. Se presupune de asemenea că întreaga energie a curentului se disipează prin turbionare în rezervor. Considerând că presiunea evoluează de la p la p_0 isentrop, (p_0 fiind presiunea totală în fața organului de strangulare), se va lucra în diagrama condițiilor de limită cu curba de parametru $\mu = 1$, punctul 6 obținându-se la intersecția cu caracteristica B (în relația (11) se va adopta semnul \oplus). Pentru evoluție izentropică termenul $e^{(s-s_0)/2c_p}$ devine egal cu unitatea.

Presiunea p_B poate fi stabilită după relația debitului, calculându-se debitul raportat \bar{m} cu (8b) pt. $\mu = 1$. Debitul vehiculat prin organul de strangulare se calculează tot cu (8b) adoptându-se însă valorile corespunzătoare pentru μ și înlocuind contrapresiunea p prin presiunea din rezervor p_B . Cele două valori astfel obținute trebuie să fie identice.

Dacă rezervorul spre care curge fluidul se găsește la stînga conductei, în relațiile (10), (10a) și (11) se va folosi semnul \ominus .

Relațiile proprii punctului de intersecție dintre curba parametrică $\mu = 1$ și caracteristica de stare, în cazul liniei Mach dreapta se detaliază în cele ce urmează.

Pentru cazul enunțat, egalitatea (11) în care se adoptă semnul \oplus este :

$$\frac{\kappa-1}{2} \cdot \frac{u}{a_0} = \left(\frac{p_{ord}}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} \quad (11a)$$

Curba de parametru $\mu = 0$ (relația (10) semnul \oplus) este identică cu curba :

$$e^{\frac{s-s_0}{2c_p}} = 1$$

Pentru curbele de entropie constantă se obține după [5]:

$$\sqrt{\chi-1} \cdot \frac{u}{a_0} = \sqrt{2 \cdot \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} \cdot e^{\frac{s-s_0}{c_p}} \right]} \quad (10b)$$

Introducînd notațiile :

$$D = \left(\frac{p_{ord}}{p_0} \right)^{\frac{\chi-1}{\chi}} ; \quad Q = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\chi-1}{2\chi}} ; \quad A = \frac{u}{a_0} \text{ și avînd în vedere}$$

că $e^{\frac{s-s_0}{c_p}} = 1$ relațiile (10b) și (11a) se pot scrie de forma :

$$\sqrt{\chi-1} \cdot A = \sqrt{2 [1 - Q^2]} ; \quad \frac{\chi-1}{2} \cdot A = D - Q$$

Prin eliminarea parametrului A avem :

$$Q^2 - \frac{4D}{\chi+1} \cdot Q - \frac{\chi-1}{\chi+1} + \frac{2}{\chi+1} \cdot D^2 = 0$$

Soluția cu sens fizic este :

$$Q = \frac{2D}{\chi+1} + \sqrt{\frac{4D^2}{(\chi+1)^2} + \frac{\chi-1}{\chi+1} - \frac{2}{\chi+1} \cdot D^2} = \frac{2D\sqrt{(\chi-1)(\chi+1-2D^2)}}{\chi+1}$$

Condiția de existență a acestei soluții se obține din inecuația :

$$(\chi-1)(\chi+1-2D^2) > 0$$

Cum $\chi > 1$ va trebui ca :

$\chi + 1 - 2D^2 > 0$ de unde rezultă, avînd în vedere definiția parametrului D :

$\frac{p_0}{p_{ord}} > \left(\frac{2}{\chi+1} \right)^{\frac{\chi}{\chi-1}}$ termenul dreapta fiind chiar raportul critic de presiuni ε_{cr} .

Așadar condiția de existență a unei soluții cu sens fizic pentru cazul cercetat este :

$$p_0 > \varepsilon_{cr} \cdot p_{ord} \quad (14)$$

Ecuația energiei pentru cilindru poate fi scrisă de forma :

$$d(m_B \cdot e_B) = i_{ad} \cdot dm_{ad} - i_{ev} \cdot dm_{ev} - p_B \cdot dV_B \quad (15)$$

indicele B adoptîndu-se pentru cilindru, ad și ev pentru admisiune

respectiv evacuare.

După sensul pe care-l poate avea viteza se adoptă următoarea convenție de semne (vezi și fig. C-8)

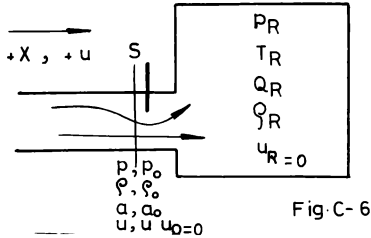


Fig. C-6

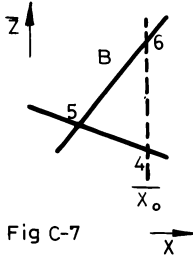


Fig. C-7

Tab. C-1

Admi- siune	curgere spre ci- lindru	+
	curgere din ci- lindru	-
Eva- cuare	curgere din ci- lindru	+
	curgere spre cilindru	-

Dezvoltînd energia in-
ternă și entalpia ^{cv} expresiile
lor specifice și notînd cu

T_0 ad temperatura ce corespunde presiunii totale p_0 ad în fața or-
ganului de admisiune, ecuația de bilanț energetic se aduce la forma

$$c_{vB} \cdot T_B \cdot dm_B + c_{vB} \cdot m_B \cdot dT_B = c_{pad} \cdot T_{0ad} \cdot d m_{ad} - c_{pB} \cdot T_B \cdot dm_{ev} - p_B \cdot dV_B$$

Sau :

$$\frac{d m_B}{m_B} + \frac{d T_B}{T_B} = \frac{c_{p ad}}{c_{vB}} \cdot \frac{T_0 ad}{T_B} \cdot \frac{d m_{ad}}{m_B} - \alpha \cdot \frac{d m_{ad}}{m_B} -$$

$$\frac{p_c}{c_{vB} m_B T_B} \cdot d V_B$$

Dacă se neglijează variația căldurii specifice la presiunea con-
stantă cu temperatura avem :

$$c_{pB} = c_{pad}$$

Cu ajutorul ecuației de stare a gazelor scrisă sub forma diferen-
țială

$$\frac{d V}{V} + \frac{d p}{p} = \frac{d m}{m} + \frac{dT}{T}$$

și a relațiilor : $R = c_p - c_v$; $\alpha = \frac{c_p}{c_v}$ se obține :

$$\frac{d V_B}{V_B} + \frac{d p_B}{p_B} = \alpha \cdot \frac{T_{0ad}}{T_B} \cdot \frac{d m_{ad}}{m_B} - \alpha \frac{d m_{ev}}{m_B} - (\alpha - 1) \cdot \frac{d V_B}{V_B}$$

de aici rezultă:

$$d p_B = p_B \cdot \alpha \left[\frac{T_{ord}}{T_B} \cdot \frac{d m_{ad}}{m_B} - \frac{d m_{ev}}{m_B} - \frac{d V_B}{V_B} \right]$$

relația fiind proprie doar curgerii normale, în sensul convenției ad ptate în fig. C-8. Pentru a putea fi sintetizate toate cazurile de curgere se introduc notațiile din rel. (16), notații ce se explicitază în tab. C-2

$$d p_B = p_B \cdot \alpha \cdot \left[E_2 \cdot \frac{d m_{ad}}{m_B} - A_2 \frac{d m_{ev}}{m_B} - \frac{d V_B}{V_B} \right] \quad (16)$$

admi- siune	curgere spre cilindru	$E_2 = T_{oad}/T_B$	
	curgere din cilindru	$E_2 = 1$	
evacu- are	curgere din cilindru	$A_2 = 1$	8
	curgere spre cilindru	$A_2 = T_{oev}/T_B$	

În relația (16) pentru elementul infinit mic dm se va adapta convenția de semne conform celor prescrise în Tab. C-1.

Bilanțul masic al cilindrului presupune că masa la momentul τ_4 este masa la momentul τ_3 corectată cu termenii corespunzători masei schimbate cu mediul în intervalul $\tau_4 - \tau_3$:

$$m_{B4} = m_{B3} + \Delta m_{ad} - \Delta m_{ev} \quad (17)$$

Masa medie pe interval este:

$$m_m = \frac{m_3 + m_4}{2} \quad \text{iar variația masei pe interval}$$

va fi:

$$\Delta m_{ad, ev} = \frac{m_3 + m_4}{2} (\tau_4 - \tau_3)$$

Utilizând ca parametru mărimea \bar{Z} după (6a) avem:

$$\Delta m_{ad, ev} = \frac{1}{2} (m_3 + m_4) \frac{\bar{Z}_4 - \bar{Z}_3}{360 n} \quad (18)$$

Variația volumului cilindrului este dată de dependența funcțională:

$$V_B(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot V_h \left[\frac{1}{\frac{r}{l}} \left(1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \sin \varphi \right)^2} + \frac{\varepsilon + 1}{\varepsilon - 1} \right) - \cos \varphi \right] \quad (19)$$

unde unghiul RAC $\psi = 0$ pentru P M I.

În ceea ce privește condiția de limită la capătul închis al conductei, pentru acest caz, viteza gazului va fi nulă; din (7) se poate calcula imediat presiunea. În diagrama de stare din fig. C-10 condiția $\bar{U} = 0$ materializează chiar axa ordonatelor, toate punctele caracteristice obținându-se pe aceasta.

Mărimea EN definită prin (12) este o măsură a creșterii entropiei fluidului ce curge prin organul de laminare în conductă; pentru un pas de calcul aceasta poate fi determinată prin relațiile (10b) și (11). Dacă a_1 este viteza sunetului de referință pentru fluidul ce se găsește în conductă la presiunea p_1 , pentru elementul de gaz care se scurge din rezervor în timpul $\Delta \bar{z}$ va fi caracteristică viteza :

$$a_1 = a_0 \left(\frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \cdot e^{\frac{s-s_0}{2c_p}} \quad (3a)$$

Valoarea locală medie pe derată a vitezei sunetului de referință pentru i elemente de gaz va fi în acest context [5†]:

$$a_1 = \frac{\sum \left[(a_1')_i \cdot \left(\frac{u}{a_1} \right)_i \cdot \left(\frac{p}{p_1} \right)_i^{1/\gamma} \cdot \Delta \bar{z}_i \right]}{\sum \left[\left(\frac{u}{a_1} \right)_i \cdot \left(\frac{p}{p_1} \right)_i^{1/\gamma} \cdot z_i \right]} \quad (2o)$$

Care se poate scrie prescurtat :

$$a_1 = \frac{\text{SUM 1}}{\text{SUM 2}} \quad (2o a) \quad \text{cu} \quad \text{SUM 1} = \sum \left[(a_1')_i \cdot A_i \right] \quad (2ob)$$

$$\text{SUM 2} = \sum A_i \quad (2o c)$$

$$\text{și} \quad A_i = \left(\frac{u}{a_1} \right)_i \cdot \left(\frac{p}{p_1} \right)_i^{1/\gamma} \cdot \Delta \bar{z}_i \quad (2o d)$$

Mărimile SUM 1 și SUM 2 se evaluează pentru fiecare interval de calcul atât în cazul admisiunii cât și în cel al evacuării :

3.3. Metoda numerică de calcul

În cele ce urmează se vor face referiri generale referitoare la tehnica de calcul și vor fi prezentate succint câteva din

principalele subprograme utilizate de autor la RUB - Bochum pentru calculul în regim dinamic al ciclului de funcționare al unui motor, cu luarea în considerare a fenomenelor dinamice.

Valorile care aparțin unui punct din planul de curgere se memorează în domeniul P cu trei dimensiuni n_1 , n_2 , n_3 și anume :

- n_1 - pentru indicele punctului (I_1 , I_2 , I_3 sau I_4)
- n_2 - numărul planului de curgere în care se găsește punctul (K_1 sau K_2)
- n_3 - \bar{X} (parametru adimensional de poziție)
 - \bar{Z} (parametru adimensional de timp - unghi de manivelă motoare)
 - \bar{P} (presiune raportată)
 - \bar{U} (viteză raportată)
 - s (entropie)
- $n_3 = 1 : \bar{X}$
- $n_3 = 2 : \bar{Z}$
- $n_3 = 3 : \bar{P}$
- $n_3 = 4 : \bar{U}$
- $n_3 = 5 : \Delta$

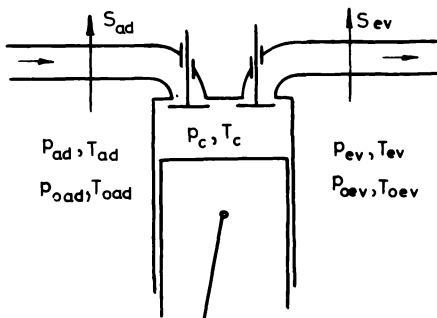


Fig. C-8

În cazul interpolării, variabila IRE ia valoarea 0 în momentul apelării subprogramului CIL; ulterior ea va lua valoarea proprie planului de curgere. Pentru descrierea fenomenelor în zonele limitrofe cilindrului sînt posibile două cazuri distincte conform schemelor din fig. C-9 și C-10 unde sînt notate cu I_1 , I_2 , I_3 și I_4 indicii punctelor în planul de curgere și cu X punctul calculat cu subprogramul CIL. Cu linie continuă sînt trasate liniile Mach și cu linie întreruptă liniile Mach ajutătoare obținute prin interpolare sau extrapolare.

Pentru cazul din fig. C-9, după calculul cu subprogramul CIL, parametrul IRE cunoaște valoarea K-1 iar valoarea obținută pen-

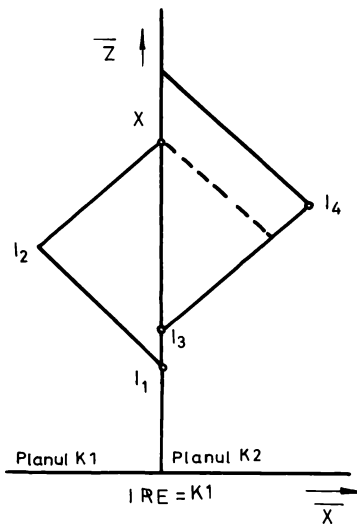


Fig. C-9

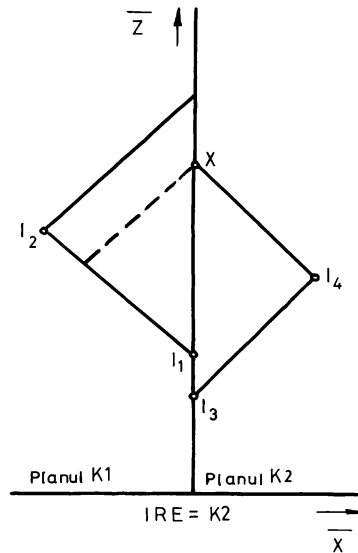


Fig. C-10

tru punctul X se memorează sub indicele I_1 . In cazul reprezentat în fig. C-10, IRE devine K 2 iar punctul X se memorează sub indicele I_3 .

La extrapolare, parametrul IRE trebuie să materializeze planul de curgere la apelarea subprogramului CIL, astfel ca rezultatele de calcul să fie identificabile. Se prezintă aici spre exemplificare fig. C-11 și C -12.

Pentru interpolarea cu subprogramul CIL analog celor prezentate în fig. C-9 și C-10 se schițează schemele din fig. C-13 și C-14, unde s-au notat:

$$\left. \begin{array}{l} 1, 2, 3L, 3R \\ 4L, 4R, L, R \end{array} \right\} \text{Indicii punctelor în planul de curgere}$$

Analog figurilor C-11 și C-12 servesc extrapolării în cazul subprogramului CIL schemele din fig. C-15, C-16.

La inițializarea calculului cu subprogramul CIL Anexa C1/1 este cunoscută rețeaua de puncte I_1, I_2, I_3, I_4 și

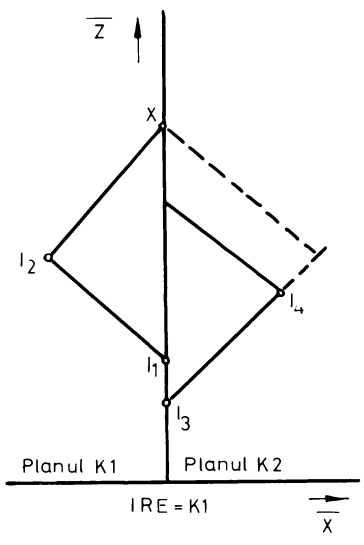


Fig. C-11

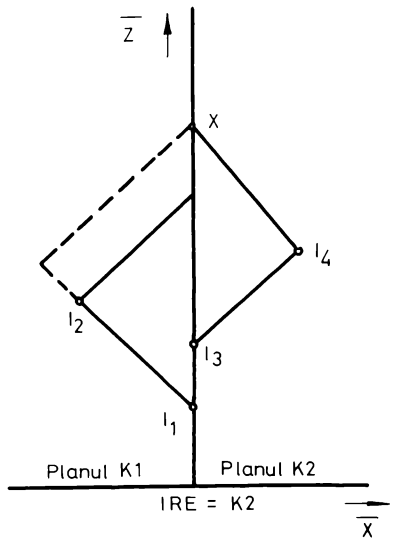


Fig. C-12

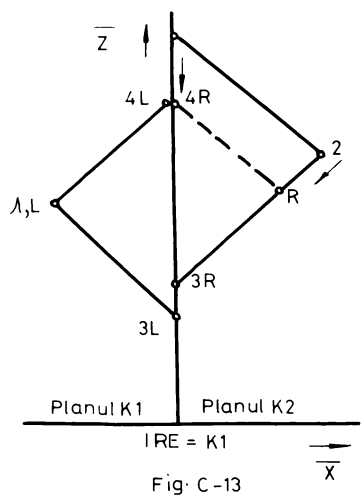


Fig. C-13

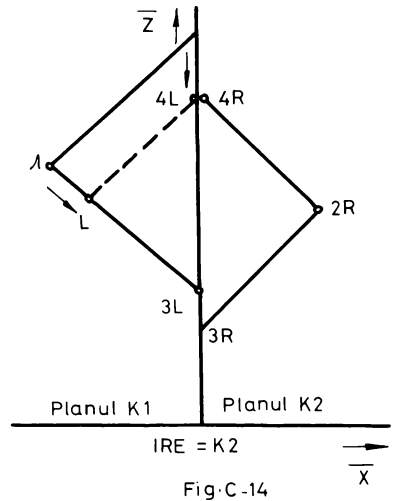


Fig. C-14

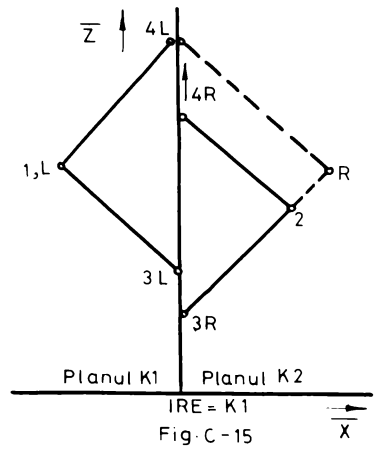


Fig. C-15

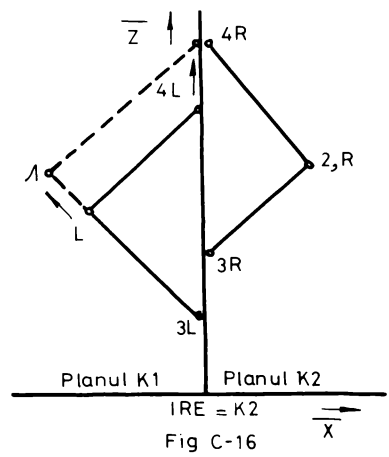


Fig. C-16

1, 2, 3L, 3R din fig. C-9 - C-16 urmând a se determina punctele X respectiv 4 L și 4 R. Se stabilește mai întâi ce porțiune de canal se calculează (după numărul planului de curgere) pentru cilindrul K (K 1 sau K 2). Calculatorul este apoi informat asupra diametrului canalului de admisiune respectiv evacuare (D_{ad} , D_{ev}), cu temperaturile de referință (T_L , T_R) și vitezele sunetului de referință (a_{BL} , a_{BR}). Totodată se cunosc valorile parametrilor \bar{X} , \bar{Z} , \bar{P} și \bar{U} pentru punctele $I_1 - I_4$.

În legătură cu indicii utilizați, semnificația acestora este următoarea :

- 1 : Conducta de admisiune - planul K 1-stînga
- 2 : Conducta de evacuare - planul K 2-dreapta

Sub marca K se notează masa de fluid, temperatura și presiunea pentru cilindrul respectiv, precum și unghiul de manivelă motoare, obținute de la pasul anterior de calcul. Cu ME 3 și MA 3 sînt notate cantitățile de fluid scurse prin traseele de admisiune respectiv evacuare.

Parametrul ZOT materializează momentul aprinderii pentru cilindrul K.

La începutul calculului propriu-zis trebuie evaluați câțiva parametri cum sînt : unghiul de manivelă motoare pentru care linia Mach de pe partea de evacuare atinge la sfîrșitul intervalului de calcul supapa de evacuare (ZQ4RN), masa din cilindru (MB 4N) și presiunea (PB 4N). Mărimea ZQ 4 RN este evaluată după relațiile (5) și (5a) unde pentru calculul pantei se utilizează punctul cunoscut 2 și nu valoarea medie între 2 și 4 R. Pentru PB 4 N și MB 4 N se vor accepta la începutul calculului valorile PB 3 și MB 3, dat fiind faptul că mărimile de stare nu se modifică atît de sever de-a lungul unui interval de calcul. Se calculează apoi creșterea entropiei fluidului la

trecerea prin secțiunea controlată de organul de laminare, determinându-se parametrul EN după (12); la inițierea calculului acest parametru are valoarea 1. Indicele IP și mărimile $P4$, $P4N$, PBU , PBO sînt parametrii ajutători pentru iterațiile efectuate la determinarea presiunii din cilindru PB 4.

Pentru descrierea liniilor Mach se folosește variabila de control IRE . Dacă $IRE = 0$ calculul se face prin interpolare (vezi fig. C-9, C-10, C-13, C-14). După calcul, IRE ia valoarea corespunzătoare planului în care s-a efectuat calculul; în momentul în care IRE a trecut prin ambele valori ale planurilor de curgere, au fost determinate mărimile de stare pentru punctul vizat.

Extrapolarea se efectuează după schemele din fig. C-11, C-12, C-15, C-16, mărimea de control $IREX$ luînd valoarea 1. În acest caz pentru punctele 3 R și 3 L se adoptă valorile memorate sub indicele PEX .

Cu ajutorul relației (7a) din caracteristica de stare pentru partea de evacuare se determină noile valori pentru $ZQ4R$, PB 4 și MB 4. Pentru PB 4 și MB 4, care fizic nu pot deveni negative, se vor adopta valorile lor absolute.

Parametrul ZOT permite controlul unghiului de manivelă motoare și a momentului aprinderii. După calculul volumului cilindrului cu (10) a temperaturii în cilindru cu ecuația generală a gazelor și a vitezei sunetului cu (1) se stabilește temperatura medie pentru traseu pentru pasul respectiv de calcul.

La calculul curgerii prin supapa de evacuare se testează dacă supapa este deschisă sau închisă. Dacă supapa este închisă, subprogramul $CONIN$ permite determinarea presiunii și vitezei în canalul de evacuare pentru momentul $ZQ 4 R$. Debitul în acest caz este 0 și cu aceasta termenii $A1$ și $A2$ din relațiile (8a) și (16) își pierd importanța. Dacă supapa este deschisă este posibilă "INT" sau "ESI" din cilin-

dru (intrarea fluidului în cilindru sau evacuarea sa de aici). Corespunzător cazului de curgere, subprogramul MIU permite stabilirea coeficientului de debit μ , după datele experimentale cu care anterior a fost informat calculatorul. Dacă $\mu = 0$, înseamnă că traseul este închis și se apelează la subprogramul CONIN.

Dacă $PORD/PB_4 \geq 1$ se apelează subprogramul Ad iar dacă $PORD/PBB < 1$ - Ev după cum urmează :

a) Cazul curgerii spre cilindru prin supapa de evacuare : subprogramul Ad calculează presiunea statică $P_4 R$, presiunea totală $P_{O_4 R}$ în conductă și la ventilul de evacuare și parametrul de masă adimensional M_{QA_4} pentru supapa de evacuare. Viteza sunetului $A_{O_4 R}$ corespunzătoare presiunii $P_{O_4 R}$ se calculează cu (3), iar temperatura cu (1). Pentru parametrul A_1 din relația (8a) se adoptă valoarea $P_{O_4 R}/A_{O_4 R}$ iar pentru A_2 , conform Tab. C-2, $T_{O_4 R}/T_{BM}$. Cu (6c) se calculează presiunea raportată $P_{Q_4 R}$, cu (7) viteza sunetului raportată $U_{Q_4 R}$, în ultima relație înlocuindu-se variațiile mărimilor de stare de la $4 R$ la R .

Conform tab. C-1, debitul este negativ. Dacă în conducta de evacuare fluidul se găsește în repaos, entropia și viteza sunetului de referință vor rămâne constante, adică $EN_A = 1$, $A_{UA} = ABR$.

b) Cazul curgerii din cilindru prin supapa de evacuare.

După evaluarea creșterii de entropie la curgerea pe lângă supapa de evacuare, cu subprogramul Ev se determină presiunea statică în conductă și nemijlocit la supapă. Relațiile (6c) și (7) asigură calculul parametrilor $P_{Q_4 R}$ și $U_{Q_4 R}$. Aceste valori înlocuite în (10b) permit stabilirea creșterii de entropie, adică a parametrului EN_{AN} . Subprogramul Ev va fi parcurs succesiv pînă ce pentru egalitatea (10b) se va atinge o limită a erorii prestabilită. Parametrul $A_1 = PB_4/AB_4$ în (8a), iar $A_2 = 1$ conform tab. C-2. Viteza sunetului

de referință se calculează cu relația (3).

Cu mărimile astfel obținute folosind (5) și (5a) se calculează o nouă valoare caracteristică unghiului de manivelă motoare (parametrul Z) și se construiește rețeaua de linii Mach în continuare calculul reluându-se până la atingerea limitei prescrise pentru ZQ4R.

În continuare se calculează curgerea pe partea de admisiune, după o schemă similară. În final se obține ZQ4L pentru care liniile Mach ating pe partea de admisiune supapa respectivă. Dacă $ZQ4L < ZQ4R$, în planul K 2 se construiește o linie Mach ajutătoare care permite stabilirea de noi valori pentru R. Indicele IRE cunoaște valoarea K1; dacă $ZQ4R$ este mai mic decât ZQ4L calculul se efectuează după schema din fig. G-14, până ce se realizează o limită prescrisă a erorii. După calcularea debitului adimensional pentru ambele supape, din (8a) se stabilește debitul efectiv, iar din (18) debitele vehiculate prin secțiunile controlate de supapele de admisiune și evacuare. Bilanțul masic (17) pentru cilindru permite apoi determinarea cantității de fluid la sfârșitul intervalului de calcul. Cu (16) se evaluează apoi presiunea PB 4, utilizând un procedeu iterativ.

Odată determinate mărimile de stare pentru unghiul de manivelă motoare curent, se adoptă o nouă valoare pentru indicele conector IZH. Debitul se memorează, ultima valoare a sa servind ca mărime inițială la pasul următor de calcul.

Dacă IRE = K1 se memorează punctul 4 L de indice I₁ din planul P. Dacă IRE = K₂ se rețin 3R și 4R de indice I₃.

Pentru calculul vitezei sunetului de referință în conductă după relația (20) trebuie să evaluezi termenii sumei din relațiile (20b) și (20c). Pentru IRE = K₂, calculul se face numai pentru partea de aspirație, la IRE = K₂, numai pentru evacuare, bineînțeles pentru situația în care supapele respective sînt deschise.

Subprogramul Ad din anexa C1/2 servește la cercetarea curgerii dintr-o conductă într-un rezervor printr-un organ de laminare (fig. C-6). Prin intersectarea caracteristicii de stare cu curba condițiilor limită de $\mu = 1$ (punctul 6 în fig. C-4) se pot stabili presiunea statică p , presiunea totală p_0 în fața secțiunii strangulate și debitul adimensional \bar{m} folosind relațiile (8b), (13), (14) și schema din fig. C-7. Rezolvarea acestui sistem în condițiile admisiunii presupune ca $p_{ord} > p_0$ și $p_0 > p_B$, ceea ce înseamnă că p_0 este cuprins între p_{ord} și p_B ; din acest motiv, inițial se va considera că $p_0 = \frac{p_{ord} + p_B}{2}$. La calcul se testează dacă inegalitatea (14) este satisfăcută, pentru valorile raportului p/p_0 deduse din (13). Cu (8b), ($\mu=1$) se calculează debitul \bar{m} . Dacă $p_B/p_0 = 1$, fluidul se găsește în repaos și $\bar{m} = 0$, calculul cu subprogramul Ad încheindu-se. Dacă $p_B/p_0 > 1$ are loc curgerea din cilindru spre traseul de admisiune apelându-se indicele de control $KE = 2$ cu care se încheie calculul după subprogramul Ad. Dacă $p_R/p_0 < 1$ se calculează debitul \bar{m} la supapă cu valorile corespunzătoare ale coeficientului μ ; în cazul în care $\bar{m}_1 > \bar{m}$ se caută pentru p_0 valori crescătoare, mărginite de granița A iar în caz contrar descrescătoare mărginite de B, ciclul de calcul reluându-se pînă ce se atinge abaterea prescrisă.

Subprogramul Ev din Anexa C1/3 servește la evaluarea curgerii dintr-un rezervor într-o conductă printr-un organ de laminare, punctul caracteristic găsindu-se în fig. C-6 la intersecția curbei de $\mu < 1$ cu caracteristica de stare (pct 3). Trebuie să se determine presiunea în conductă și debitul \bar{m} fiind cunoscute presiunea în rezervor p_B (sau mai bine zis presiunea totală p_0 în fața secțiunii de obturare), coeficientul de debit μ , creșterea de entropie sub forma parametrului EN și ordonata presiunii din diagrama caracteristicii de stare p_{ord} . Calculul începe cu rel. (8b), (10a) și (11), folosindu-se și diagrama din fig. C-6. Soluționarea relațiilor mai sus

amintite presuune mai înt i determinarea presiunii statice p din conduc-
tă. Din fig. C-6 se stabilește dubla inegalitate.

$$1 > p/p_R > P_{ord}/P_B \quad \text{sau} \quad P_B > p > P_{ord}$$

Si în acest caz se adoptă mai întâi pentru $p = \frac{P_B + P_{ord}}{2}$
C (Sb) și se stabilește m. Factorul $\sqrt{\lambda - 1} \frac{u}{a_0}$ se notează în (10a) și
cu W1 și în (11) cu W2. Dacă p a fost corect apreciat este necesar
ca W1 = W2. Dacă W1 < W2 se adoptă valori crescătoare pentru p tin-
zînd spre limite B iar în caz contrar valori descrescătoare tinzînd
spre A, calculul reluîndu-se pînă se atinge eroarea prescrisă.

Subprogramul MIU permite determinarea valorii momen-
tane a coeficientului de debit μ , asupra căruia este informat calcula-
torul prin puncte, după unghiul de manivelă motoare (vezi Anexa C1/4).
Valoarea μ trebuie găsită pentru unghiul ZQ prin interpolare între va-
lorile AM(I-1) și AM(I). După fig. C-17 avem :

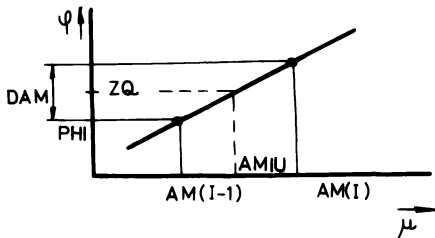


Fig. C-17

Fig.C-17

$$\frac{AMIU - AM(I-1)}{AM(I) - AM(I-1)} = \frac{ZQ - PHI}{DAM}$$

de unde

$$AMIU = AM(I-1) + \frac{ZQ - PHI}{DAM} [AM(I) - AM(I-1)] \quad (21)$$

După fig. C-18 se deduc rela-
țiile pentru indicele I și unghiul
PHI :

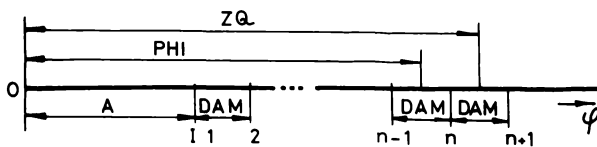


Fig. C-18

$$I = INT [(ZQ - A) / DAM] + 2 \quad (22)$$

$$PHI = A + DAM * FLOAT(I - 2) \quad (23)$$

Unghiul A este un-
ghiul de deschidere al

ventilului luat în studiu. Cu ajutorul indicelui K se asigură controlul valorilor pentru cele 4 cazuri posibile de curgere pe lângă supapă.

- $K = 1$: admisiune prin supapa de admisiune
- $K = 2$: evacuare prin supapa de admisiune
- $K = 3$: evacuare prin supapa de evacuare
- $K = 4$: admisiune prin supapa de evacuare

Subprogramul CONIN din Anexa C1/5 permite determinarea momentului în care linia Mach atinge capătul închis al conductei (vezi și fig. C-19).

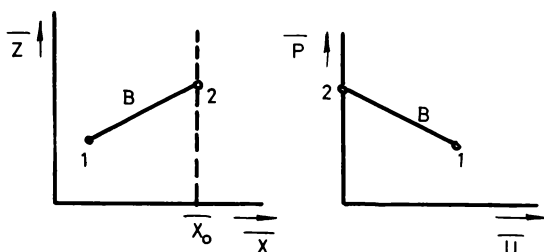


Fig. C-19

în partea stînga ($\bar{X}_2 < \bar{X}_1$) în (7) se adoptă semnul \ominus și se lucrează cu (5) și (5a). Pentru $\bar{X}_2 = \bar{X}_1$ programul se intrerupe cu mesaj.

Cum $\bar{U} = 0$ pentru punctul 2 din (7) adoptînd semnul \oplus se calculează \bar{P} , iar din (4) și (4a) \bar{Z} , dacă $\bar{X}_2 > \bar{X}_1$ capătul închis găsindu-se în partea dreaptă a conductei.

Dacă capătul închis este

C-4. Interpretarea rezultatelor de calcul și concluzii

Anexele C21 - C24 conțin curbele reprezentative ale variațiilor de presiune pe conducta de aspirație respectiv pe cea de evacuare, calculată după metoda caracteristicilor, respectiv după metoda nou propusă folosind funcții trigonometrice și luînd sau nu în considerare inerția coloanei de fluid. Curbele de calcul (reprezentate cu linie continuă pentru metoda caracteristicilor sau metoda funcțiilor trigonometrice fără luarea în considerare a efectelor inerționale și cu linie punct pentru metoda n u pro-

Tab. C-3

Nr. crt.	Anexa Nr.	L.cond. asp	Vit. rot. [s ⁻¹]	Poz.sect. față de capăt conductă	Poz.dia-fragmă față de capăt cond.ev [mm]	Presiunea medie	Metoda de calcul			Nr. sec-țiunii cercetate *
		L.cond. ev. [mm]					Temp.in-trare [N/m ²] [°K]	Met. ca-ract.	Met. func-ții-trig. și trig.f.i-nerție	
1	G21/1	1030	44,50	788	248	06104,8	da	-	-	2
2	G21/2	1298,5	44,50	1040,5		305	da	-	-	3
3	G21/3		44,50	133			da	-	-	4
4	G22/1		44,50	788			-	-	da	2
5	G22/2		44,50	259			-	-	da	1
6	G23/1		22,25	788			da	-	-	2
7	G23/2	†	22,25	1040,5			da	-	-	3
8	G23/3		22,25	133			da	-	-	4
9	G24/1		22,25	788			-	-	da	2
10	G24/2		22,25	259			-	da	-	1

* Obs.: Secțiunile 1 și 2 se găsesc pe conducta de aspirație iar 3 și 4 pe cea de evacuare

pusă cu luarea în considerare a inerției agentului de lucru) sînt redată comparativ cu cur ele experimentale (linie întreruptă și notate cu E) obținute la IMH München pentru motorul F 8L 413, De menționat că pe conducta de evacuare a acestui motor a fost montată o diafragmă ce simulează prezența unei turbine de supraalimentare. Avansul la deschiderea supapelor este pentru motorul încercat 50 [° RAC] iar întârzierea la închidere 80 [° RAC] atât pentru admisiune cît și pentru evacuare.

In Tab. C-3 sînt redată semnificațiile notațiilor atribuite anexelor cu curbele reprezentative.

Din Anexa C 21/1 se constată o corespondență acceptabilă între curba experimentală și cea de calcul sub rezerva unui deca-

laj în sensul unei întârzieri de cca 0,00149 sec a curbei de calcul față de cea experimentală. Observația de mai sus se menține și pentru Anexa C 21/2. Abateri de alură se evidențiază pentru secțiunea 4 la 2670 rot/min (Anexa C 21/3); acestea pot fi legate și de imprecizia cu care pot fi stabilite experimental variațiile relativ mici de presiune după diafragmă, organ ce prin efectul de strangulare asupra curentului de fluid estompează puternic oscilațiile. În ori și ce caz se apreciază că sintetizarea analitică a fenomenelor de undă prin metoda caracteristicilor permite rezultate acceptabile din punct de vedere tehnic comparativ cu datele experimentale.

Anexa C 22/1 ilustrează faptul că și prin metoda funcțiilor trigonometrice rezultatele de calcul sînt comparabile cu cele experimentale, alura curbelor de calcul și experimentală fiind apropiată pentru admisiunea propriu-zisă, sintetizată matematic și prezentată în anexă. Este de remarcat faptul că în cazul în care este avută în vedere și inerția coloanei de fluid (curba reprezentată cu linie punct) oscilațiile de presiune sînt mai bine descrise analitic, de aici și sublinierea concluziei anterior enunțată, în anexa B, că în cazul vitezelor de rotație relativ ridicate trebuie avut în vedere efectul inerției coloanei de fluid.

Anexa C 22/2 permite concluzii similare celor din precedentul aliniat; de observat că pentru această variantă de calcul abaterile sînt ceva mai mari la începutul deschiderii supapei, cînd se manifestă cu pregnanță în conductă fenomenele remanente, generate de ciclul anterior de funcționare

După Anexa C 23/1 se constată estomparea oscilațiilor de presiune în amplitudine datorită reducerii vitezei de rotație la 1335 rot/min . Corespondența dintre curba experimentală și

cea de calcul după metoda caracteristicilor pot fi considerate ca acceptabile tehnic. Pentru punctul de măsură 3 ce se găsește între supapa de evacuare și diafragmă, anexa C 23/2 pune în evidență din nou oscilații mai puțin severe față de cele reprezentate în Anexa C 21/2 (pentru care viteza de rotație este dublă) și o bună corespondență între calcul și experiment.

În sfârșit rezultatele din Anexa C 23/3 dovedesc prezența în conducta de evacuare, după diafragmă, a unor trenuri de undă de foarte redusă intensitate.

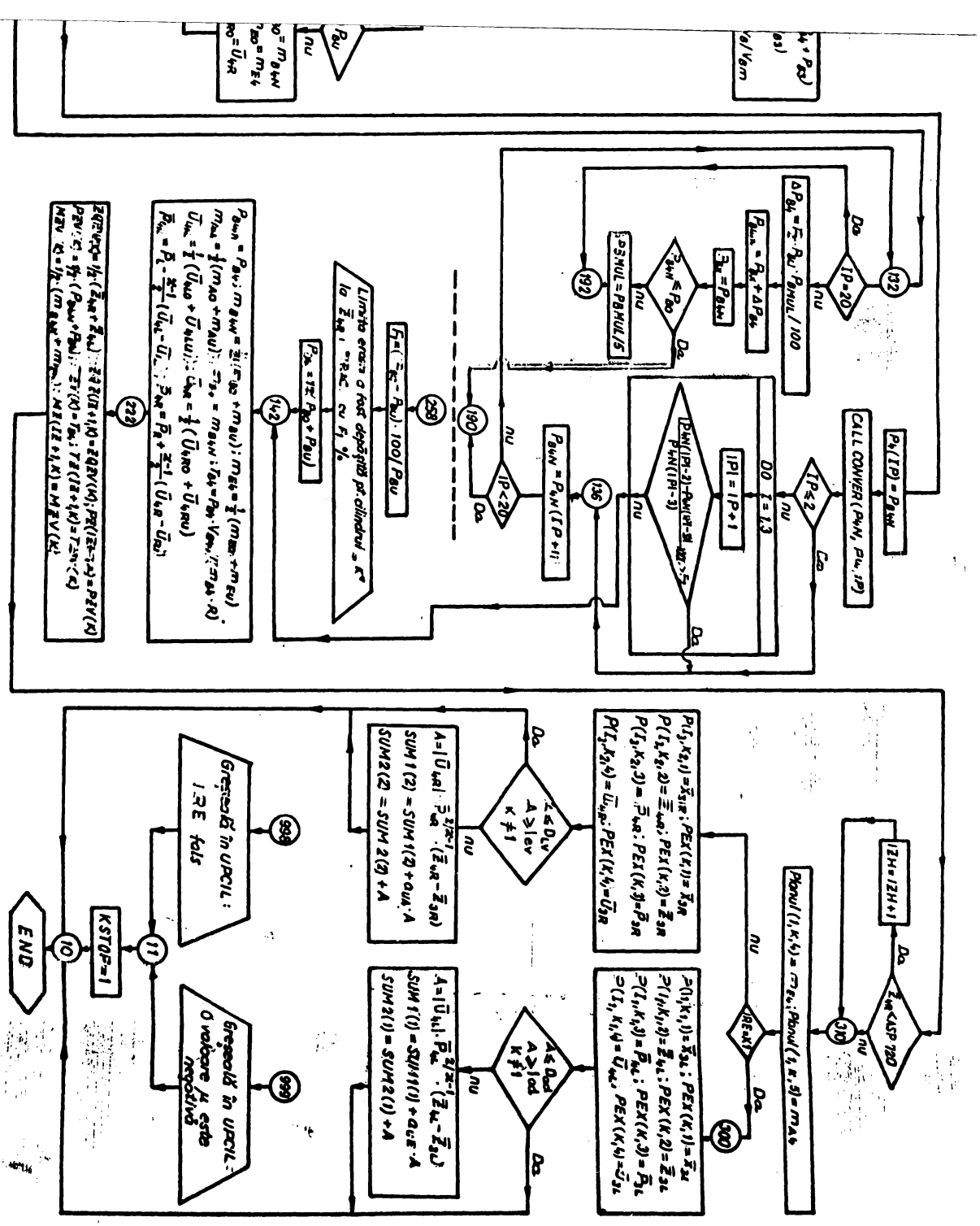
După Anexa C 24/1 se poate conchide că metoda funcțiilor trigonometrice descrie din nou destul de bine fenomenele de undă din timpul aspirației propriu-zise; în cazul luării în considerare și a inerției coloanei de fluid abaterile devin mai severe, în special în intervalul apropiat închiderii supapei ceea ce întărește afirmația că la viteze de rotație mai reduse, metoda propusă de H ber [30] privind evaluarea "undelor inerționale" nu-și mai găsește explicabilitate. De altfel pentru Anexa C 24/2 s-a renunțat la luarea expresă în considerare a fenomenelor inerționale, curba de calcul obținându-se strict prin metoda funcțiilor trigonometrice, avându-se în vedere influența frecării prin relațiile complete ce descriu acest proces.

Rezultatele obținute în prezenta anexă dovedesc că cel puțin pentru traseul de aspirație, metoda funcțiilor trigonometrice propusă permite descrierea acceptabilă a fenomenelor nestaționare, în domeniul undelor mai puțin severe ca intensitate. Dacă viteza de rotație a arborelui cotit trece de 2000 rot/min este indicată luarea în considerare și a efectelor inerționale ale coloanei de fluid.

Metoda caracteristicilor utilizată a permis descrierea completă a fenomenelor de undă atât pe partea de admisiune cât și pe cea de evacuare, rezultatele de calcul fiind comparabile în bune condițiuni cu cele experimentale. Trebuie subliniat însă că programul, după această

metodă este foarte laborioasă, programul în sine necesitînd 470 kiloocteți față de 243 kiloocteți cît necesită programul după metoda funcțiilor trigonometrice cu luarea în considerare și a inerției, durata calculului este de 250,02 sec față de 72,2 sec iar timpul afectat "transportului indicilor" 186,68 sec față de 56,72 sec.

În context se apreciază că noua metoda propusă conduce la rezultate acceptabile tehnic, reducîndu-se volumul de muncă necesar programării precum și durata de calcul. În măsura în care se formulează și alte condiții limită, procedeul nou propus, care se plasează în domeniul neacoperit încă dintre metoda acustică și cea a caracteristicilor, se poate extinde și pentru cercetarea fenomenelor proprii traseului de evacuare.

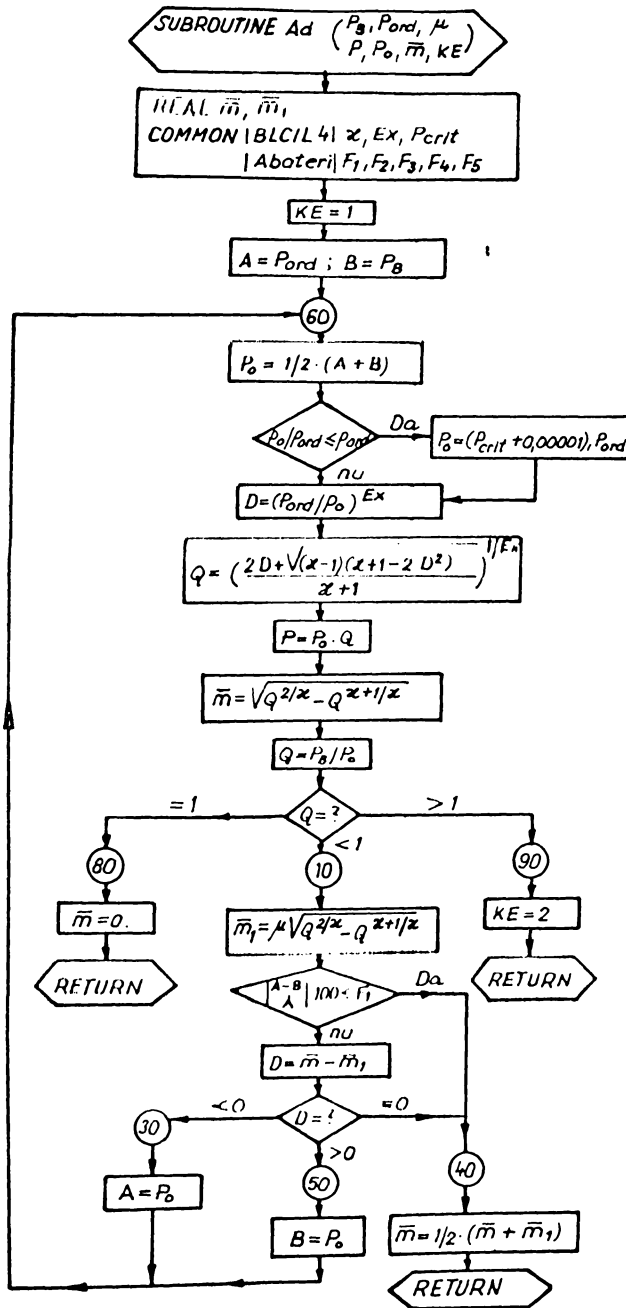


$P_{sum} = P_{sum} + \frac{1}{2}(m_{sum} + m_{nu})$; $m_{sum} = \frac{1}{2}(m_{sum} + m_{nu})$
 $m_{nu} = \frac{1}{2}(m_{sum} + m_{nu})$; $m_{sum} = m_{sum} + \frac{1}{2}(m_{sum} - m_{nu})$
 $U_{sum} = \frac{1}{2}(U_{sum} + U_{nu})$; $U_{nu} = \frac{1}{2}(U_{sum} + U_{nu})$
 $P_{sum} = P_{sum} + \frac{1}{2}(U_{sum} - U_{nu})$; $P_{nu} = P_{sum} + \frac{1}{2}(U_{sum} - U_{nu})$

Limito error a four digitas per cilindro = ϵ
 lo $\frac{\epsilon}{2}$ en $\frac{1}{2}$ en $\frac{1}{2}$

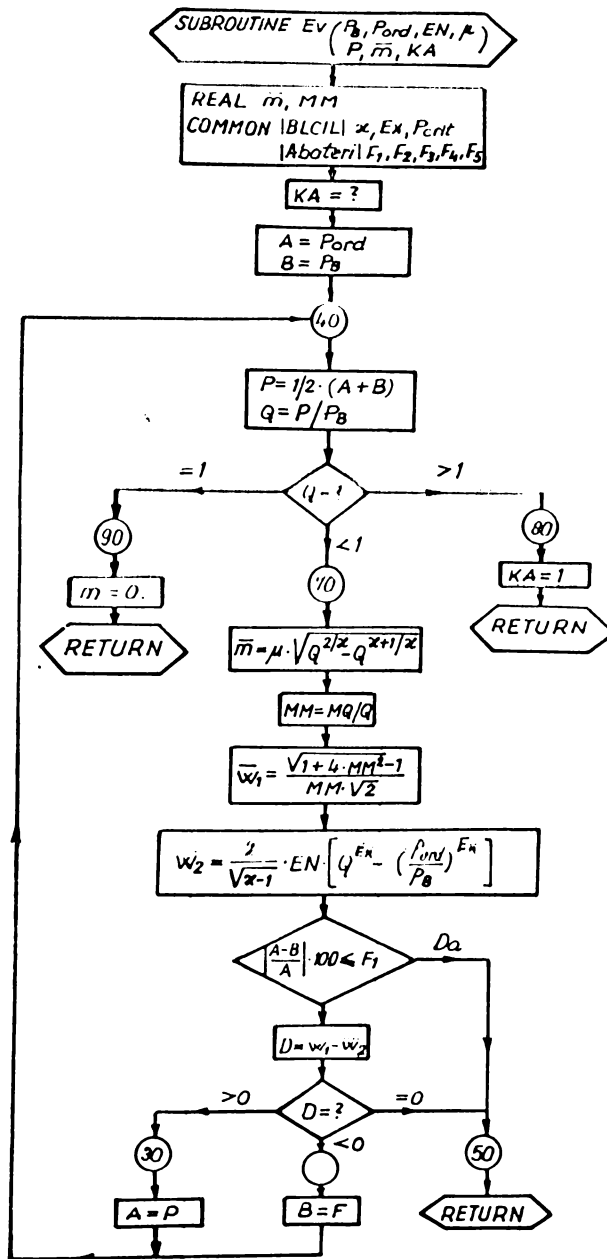
$P_{sum} = P_{sum} + \frac{1}{2}(U_{sum} - U_{nu})$; $P_{nu} = P_{sum} + \frac{1}{2}(U_{sum} - U_{nu})$
 $U_{sum} = \frac{1}{2}(U_{sum} + U_{nu})$; $U_{nu} = \frac{1}{2}(U_{sum} + U_{nu})$
 $P_{sum} = P_{sum} + \frac{1}{2}(m_{sum} + m_{nu})$; $m_{sum} = \frac{1}{2}(m_{sum} + m_{nu})$
 $m_{nu} = \frac{1}{2}(m_{sum} + m_{nu})$; $m_{sum} = m_{sum} + \frac{1}{2}(m_{sum} - m_{nu})$
 $U_{sum} = \frac{1}{2}(U_{sum} + U_{nu})$; $U_{nu} = \frac{1}{2}(U_{sum} + U_{nu})$
 $P_{sum} = P_{sum} + \frac{1}{2}(U_{sum} - U_{nu})$; $P_{nu} = P_{sum} + \frac{1}{2}(U_{sum} - U_{nu})$

$P_{sum} = P_{sum} + \frac{1}{2}(U_{sum} - U_{nu})$; $P_{nu} = P_{sum} + \frac{1}{2}(U_{sum} - U_{nu})$
 $U_{sum} = \frac{1}{2}(U_{sum} + U_{nu})$; $U_{nu} = \frac{1}{2}(U_{sum} + U_{nu})$
 $P_{sum} = P_{sum} + \frac{1}{2}(m_{sum} + m_{nu})$; $m_{sum} = \frac{1}{2}(m_{sum} + m_{nu})$
 $m_{nu} = \frac{1}{2}(m_{sum} + m_{nu})$; $m_{sum} = m_{sum} + \frac{1}{2}(m_{sum} - m_{nu})$
 $U_{sum} = \frac{1}{2}(U_{sum} + U_{nu})$; $U_{nu} = \frac{1}{2}(U_{sum} + U_{nu})$
 $P_{sum} = P_{sum} + \frac{1}{2}(U_{sum} - U_{nu})$; $P_{nu} = P_{sum} + \frac{1}{2}(U_{sum} - U_{nu})$

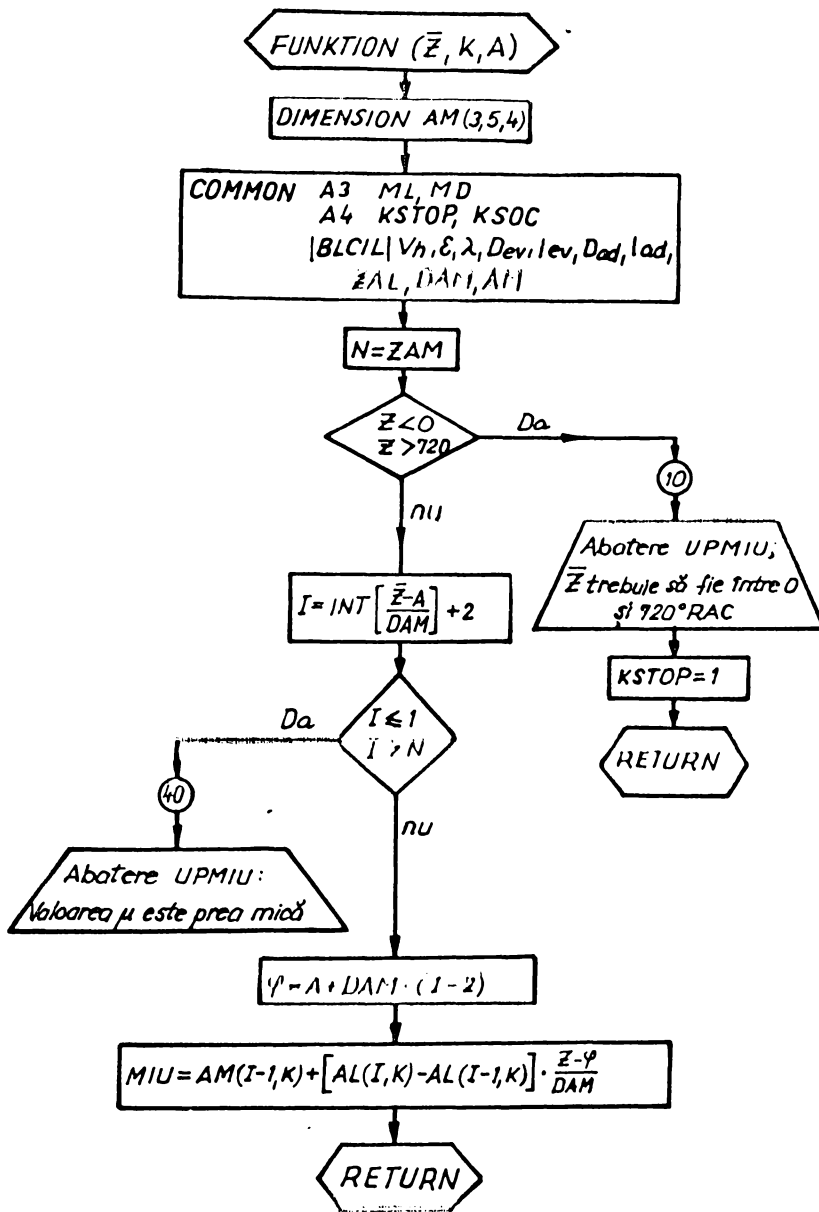


Appendix C 1/2

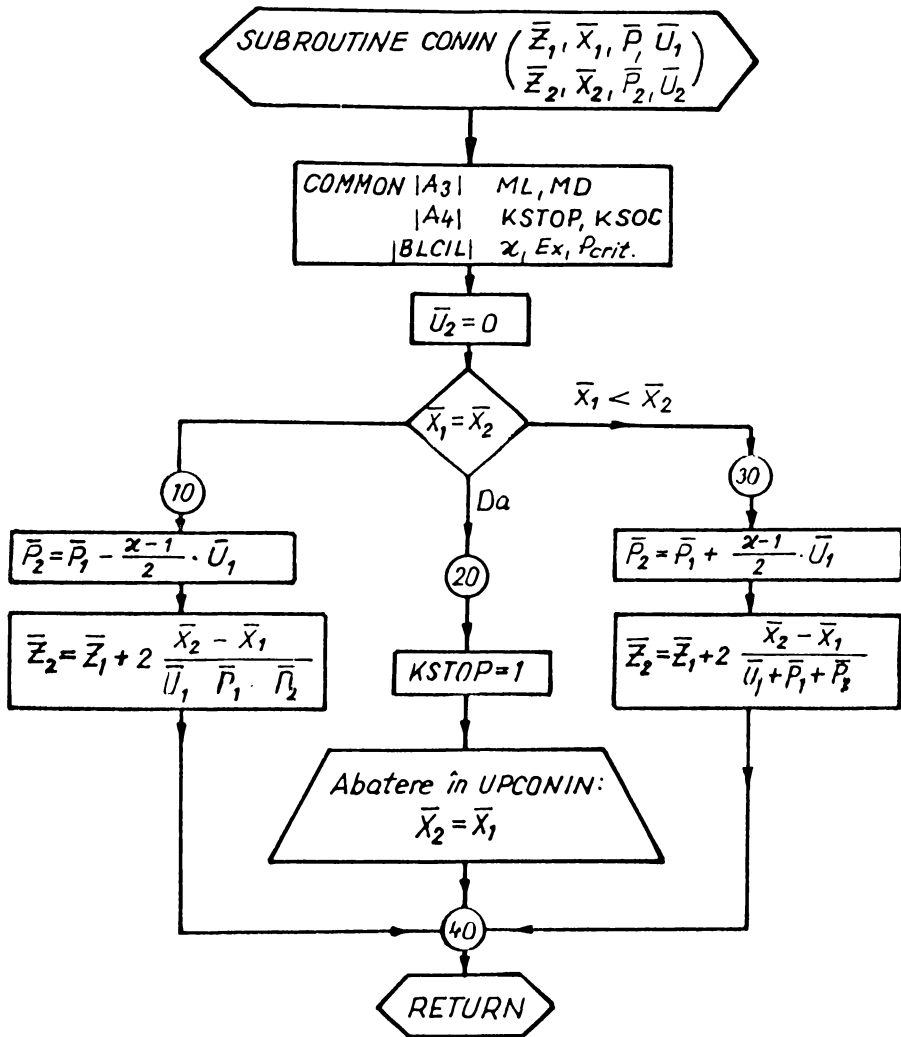




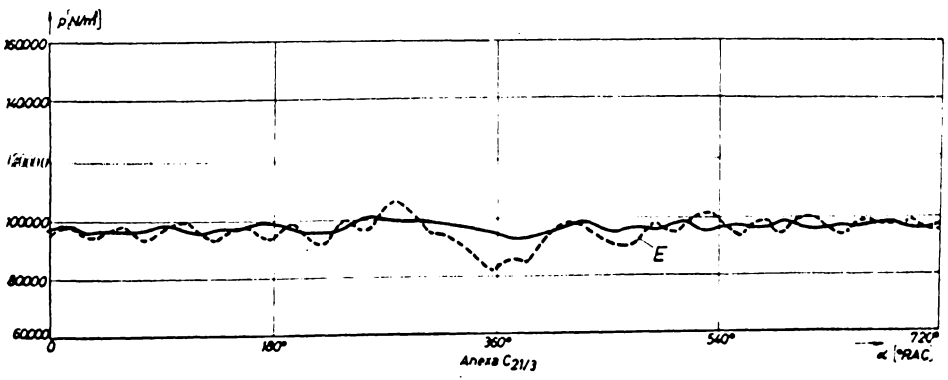
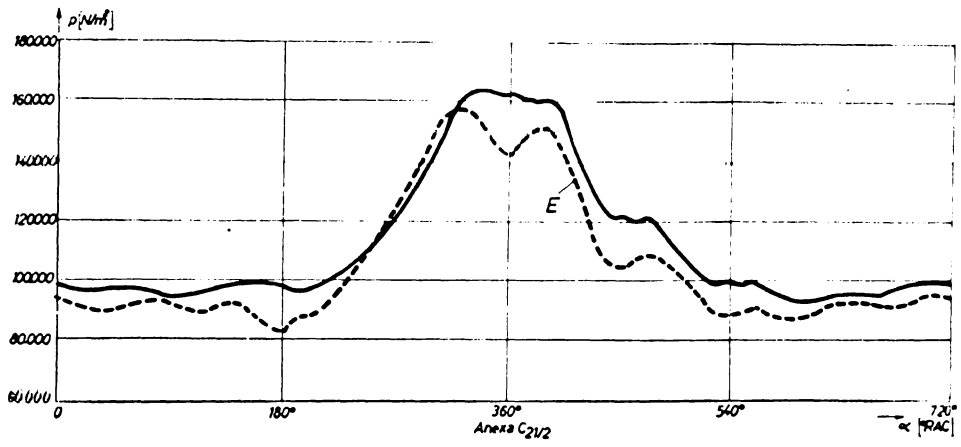
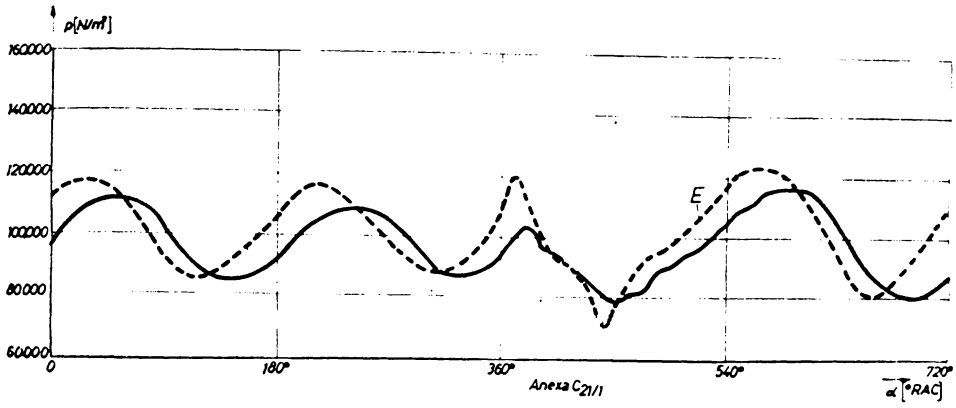
Anexa C 1/3

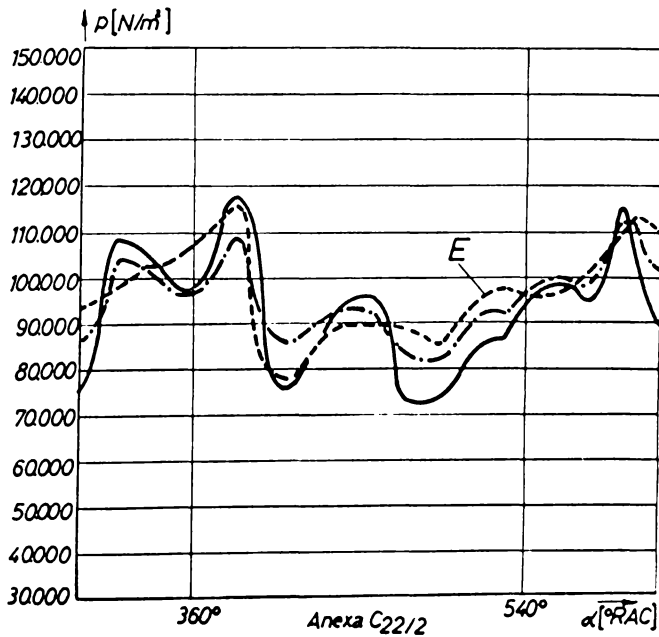
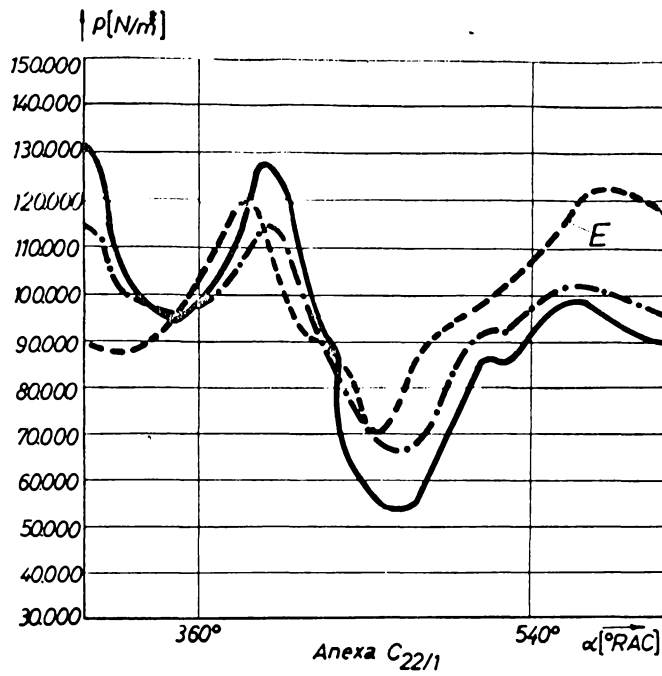


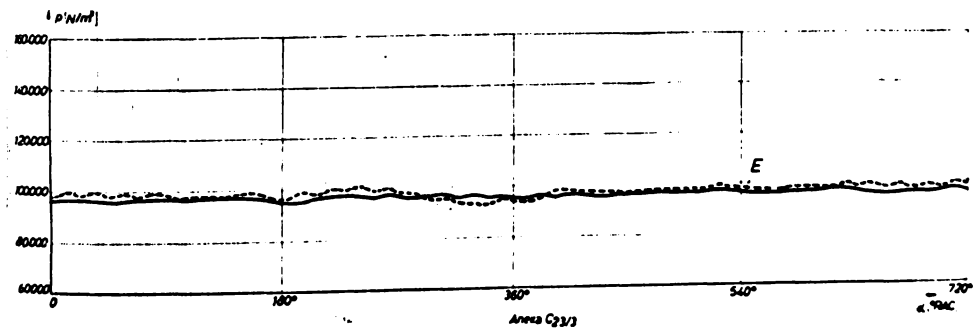
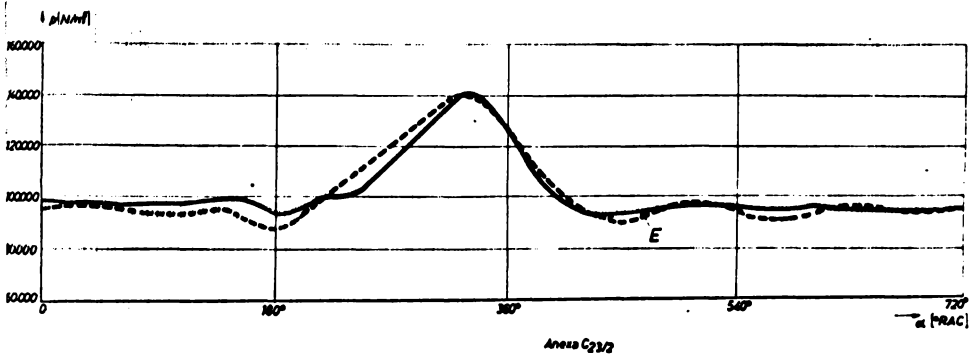
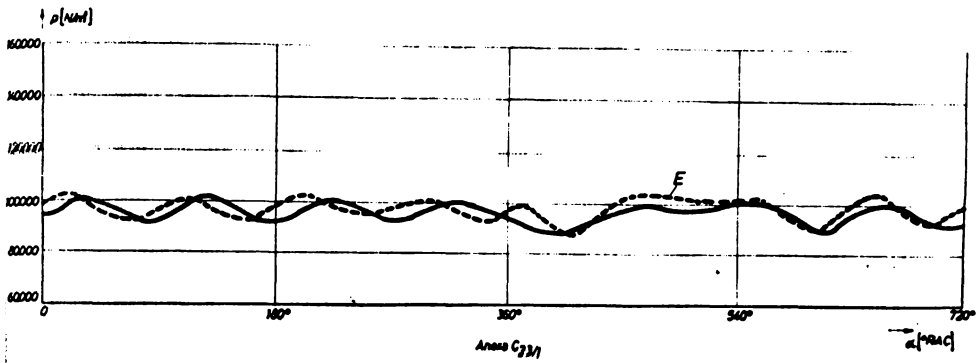
Anexa C1/4



Anexa C 1/5







INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

