

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI  
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA"  
T I M I S O A R A  
FACULTATEA DE MECANICA

CERCETARI PRIVIND REALIZAREA REGIMULUI TERMIC IN  
VEDEREA DETENSIONARII DUPA SUDURA A CORPURILO  
CILINDRICE AGABARITICE UTILIZIND GAZE DE ARDERE

Teză de doctorat

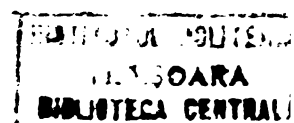
autor ing. CALIN DRUG

Conducător științific

Prof.dr.ing.CORNEL OINGUREANU

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

TIMIȘOARA 1980





## I N T R O D U C E R E

Vastul program de industrializare a țării noastre, pe lângă dezvoltarea masivă a industriei grele, prevede și dezvoltarea în ritm susținut a industriei chimice.

În ultimii ani, ritmul de dezvoltare a industriei chimice este superior celorlalte ramuri ale economiei naționale. În 1979 ritmul de dezvoltare a industriei chimice a fost de 115,4% față de 1978 și de 154,3 % față de 1975.

Pentru realizarea acestui ritm este necesar ca și investițiile în chimie să se dezvolte într-un ritm corespunzător.

Utilajele folosite în industria chimică sînt în majoritate recipienti de presiune, coloane de cocsare, reactoare, recipienti pentru diverse fluide, schimbătoare de căldură, etc., de dimensiuni mari și foarte mari (agabaritice).

Cercetarea științifică, axată pe dezvoltarea tehnologiilor moderne și introducerea progresului tehnic, este chemată să reducă la minim importurile de utilaje și în special de tehnologii.

Pînă nu demult, majoritatea utilajului chimic se importa. În prezent, majoritatea acestui utilaj se produce în țară, după tehnologii indigene.

În cadrul unei colaborări cu Trustul de construcții, montaje și reparații în industria chimică (TCMRIC) București, cu tema "Studiul și cercetarea privind tehnologia de sudare și tratament termic pe șantier a camerelor de cocsare de la rafinăria Brazi - Ploești, la catedra "utilajul și tehnologia sudurii" din cadrul Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, s-a pus și problema detensionării prin tratament termic integral după sudarea pe șantier a camerelor cilindrice de cocsare, folosind ca agent încălzitor gaze de ardere.

Dificultatea mare a acestui tratament termic, care pînă în 1979 se executa de către firme străine, cu mari cheltuieli valutare, a fost legată de studierea schimbului de căldură nestaționar la corpuri cu dimensiuni foarte mari și de diverse geometrii, precum și de conceperea și realizarea unei stații pilot, pe care urma să se efectueze măsurătorile necesare.

În lucrarea de față, cu titlul "CERCETARI PRIVIND REALIZAREA REGIMULUI TERMIC ÎN VEDEREA DETENSIONĂRII DUPA SUDURA A

CORPURILOR CILINDRICE AGABARITICE UTILIZIND GAZE DE ARDERE", după ce se trece în revistă problemele legate de schimbul de căldură nestaționar, arătându-se, din bibliografia consultată, unde s-a ajuns cu cercetările în acest domeniu și se fac unele remarci asupra acestor cercetări, se trece la studierea schimbului de căldură în regim nestaționar în cazul dat, prin care se urmărește creșterea controlată a temperaturii unui recipient de formă cilindrică de dimensiuni mari și cu grosimi mari de perete izolat la exterior cu vată de zgură și în care se introduc gaze calde la temperaturi variabile, precum și răcirea controlată a recipientului, după o curbă prescrisă de tehnologul sudor. Se descrie apoi metoda teoretică de calcul adoptată și programul de calcul (întocmit în 12 variante), scris în limbajul FORTRAN pentru calculatorul FELIX C 256, precum și diagramele teoretice trasate pe baza acestor variante de program, făcându-se și considerente generale asupra metodei folosite.

Se descrie apoi stația pilot concepută de către autor în cadrul catedrei de "termotehnică și mașini termice" din cadrul I.P.T.V. Timișoara, compusă dintr-un generator de gaze calde de construcție specială, în care gazele calde cu temperaturi variabile sînt produse prin amestecul gazelor de ardere, rezultate prin arderea gazelor naturale, cu aer rece din exterior, o coloană cilindrică cu diametrul  $D = 2,65$  m și înălțimea de 10 m și instalația de măsurare - reglare - control automat și siguranță, toate produse în țară și cu posibilități ușoare de procurare.

Se expun apoi încercările efectuate cu stația pilot, în număr de 9, penultima zisă de preomologare și ultima de omologare, care s-a efectuat în fața unei comisii care a omologat atât stația pilot, cît și procedeul de tratament termic, arătându-se rezultatele măsurărilor înscrise în tebele și trasîndu-se diagramele cu valorile temperaturii feței exterioare a coloanei cilindrice și de intrare și ieșire a gazelor calde în și din coloană, făcîndu-se și aprecieri critice asupra rezultatelor încercărilor.

În ultima parte a lucrării se face comparația între rezultatele calculelor și cele ale măsurărilor, concluzionîndu-se că atât calculele, cît și procedeul prescris sînt corecte, întrucît diferențele maxime între valorile măsurate și cele calculate ale temperaturilor mantalei cilindrului sînt de 11,96 %.

Se dau apoi unele recomandări pentru felul cum trebuie

să se lucreze cu instalația pe șantier în timpul efectuării tratamentelor termice, ca rezultat al observațiilor și concluziilor trase în urma efectuării încercărilor pe stația pilot.

Lucrarea se extinde pe 149 pagini, în 7 capitole cu 181 relații, 17 figuri, 9 tabele, 6 fotografii în text și 29 diagrame, 29 tabele, 12 variante de program rulate în anexă, precum și o listă bibliografică de 66 titluri.

Lucrarea a fost întocmită sub îndrumarea conducătorului științific prof. dr. ing. Cornel Ungureanu, cu sprijinul întregului colectiv al catedrelor de termotehnică și mașini termice și utilajul și tehnologia sudurii, în special a tov. conf. dr.ing. Nicolae Oancea, care mi-a dat prețioase sugestii în vederea întocmirii programelor de calcul.

Stația pilot s-a executat și montat de către TCMRIC București și la realizarea ei un aport deosebit l-a avut ing. Ilie Echim.

Tuturor acestor colaboratori le aduc pe această cale cele mai sincere mulțumiri.

Aduc de asemenea mulțumiri întreprinderilor "Azur" și "Detergenți" Timișoara, pentru sprijinul ce ni l-au dat în amplasarea stației pilot în incintă și furnizarea gazelor naturale din instalațiile lor, șantierului Timișoara al TCMRIC, precum și colegilor din IPROTIM, care cu nemărginită bunăvoință m-au ajutat la punerea în funcțiune a stației pilot, la efectuarea măsurătorilor, la rularea programelor pe calculator și la editarea lucrării.

Cap. I. PRINCIPIUL SI CARACTERISTICILE SCHIMBULUI  
DE CALDURA NESTATIONAR

Temperatura unui corp este o mărime de stare și se poate exprima ca o funcție de forma:

$$t = f(x; y; z; \tau) \quad (1.1)$$

Cîmpul de temperatură subînțelege totalitatea valorilor temperaturii la un moment dat, exprimate de ecuația (1.1).

Cîmpul de temperatură variabil este după cum se vede (1.1) funcție de spațiu și timp.

Cîmpul de temperatură staționar este funcție numai de spațiu ( $\frac{\partial t}{\partial \tau} = 0$ ) și se poate exprima sub forma:

$$t = f(x; y; z) \quad (1.2)$$

Procesele termice care se desfășoară în condițiile cîmpurilor de temperatură nestaționare (variabile), reprezintă schimburi de căldură în regim variabil sau nestaționar.

Variabilitatea proceselor termice este condiționată de variația entalpiei corpurilor și legată întotdeauna de procese de răcire sau încălzire. Conform principiului I al termodinamicii, se poate scrie:

$$c_p \Delta t = \Delta q = \Delta i \quad (1.3)$$

în care:

$c_p$  = capacitatea calorică (căldura specifică) a corpului la presiune constantă;

$\Delta t$  = variația temperaturii corpului în timpul  $\Delta \tau$ ;

$\Delta q$  = variația cantității de căldură a corpului în timpul  $\Delta \tau$ ;

$\Delta i$  = variația entalpiei corpului în timpul  $\Delta \tau$ .

Între un corp cu o temperatură diferită de cea a mediului în care este introdus și mediul respectiv, are loc un proces de trecere a căldurii, corpul și mediul începînd a-și schimba temperatura. Dacă se urmărește temperatura corpului, se constată că ea variază atât în spațiu cît și în timp, începînd de la straturile exterioare spre cele interioare ale lui, în sensul spre temperatura mediului. Urmărind temperatura mediului, se observă că și ea variază de la corp spre interiorul mediului, în sensul spre temperatura corpului. După un timp mai scurt sau mai lung, cîte-

odată infinit, temperaturile se egalizează și se ajunge la echilibrul termic.

Cantitățile de căldură transmise în regimul variabil al temperaturilor sînt și ele variabile în sensul că pe măsură ce corpul se încălzește (răcește), înmagazinînd (cedînd) o cantitate de căldură care determină creșterea (scăderea) entalpiei lui, cantitățile de căldură schimbate cu mediul înconjurător sînt variabile, în sensul că se micșorează devenind zero în momentul atingerii echilibrului termic, ceea ce se observă și din ecuația (1.3).

Rezolvarea problemelor de transmitere a căldurii în regim nestaționar fiind foarte greoaie, în practica tehnică se lucrează în majoritatea cazurilor cu ecuații pentru regim staționar. Numai cînd regimul nestaționar durează mult timp, calculele se fac pentru acest tip de regim.

De exemplu, cînd fenomenele termice se produc scurt timp în regim nestaționar (pornirea și oprirea cazanelor de abur) și restul timpului în regim staționar, se lucrează cu ecuațiile regimului staționar, iar cînd fenomenele termice se produc scurt timp în regim staționar și mult timp în regim nestaționar (încălzirea în cuptoarele de forje sau tratamente termice), se lucrează cu ecuațiile regimului nestaționar.

Dacă examinăm procesul de trecere a căldurii printr-un perete plan (fig. 1.1), care delimitează un mediu cald dinspre interior, de mediul înconjurător considerat infinit (deci cu o temperatură constantă =  $t_e$ ) și admitem că la începutul observării fenomenului (la timpul  $\tau$ ), procesul de trecere a căldurii este staționar și pe fața interioară a peretelui, la temperatura  $t_{i1}$  a mediului interior se menține temperatura  $(t_{p1})_{\tau}$ , iar pe fața exterioară a peretelui spre mediul exterior se menține temperatura  $(t_{p2})_{\tau}$  și că  $t_{i1} > t_e$  și  $(t_{p1})_{\tau} > (t_{p2})_{\tau}$ , observăm că mărind brusc temperatura mediului interior la  $t_{i2}$  și menținînd-o constantă pentru un timp care are valoarea  $n \Delta \tau$ , procesul devine variabil, temperatura feței interioare a peretelui crescînd de la  $(t_{p1})_{\tau}$  la  $(t_{p1})_{\tau + \Delta \tau}$  după timpul  $\Delta \tau$ , la  $(t_{p1})_{\tau + 2 \Delta \tau}$  după timpul  $2 \Delta \tau$  ... la  $(t_{p1})_{\tau + n \Delta \tau}$  după timpul  $n \Delta \tau$  și temperatura feței exterioare crește de la  $(t_{p2})_{\tau}$  la  $(t_{p2})_{\tau + \Delta \tau}$ ;  $(t_{p2})_{\tau + 2 \Delta \tau}$  ... la  $(t_{p2})_{\tau + n \Delta \tau}$  (fig. 1.1).

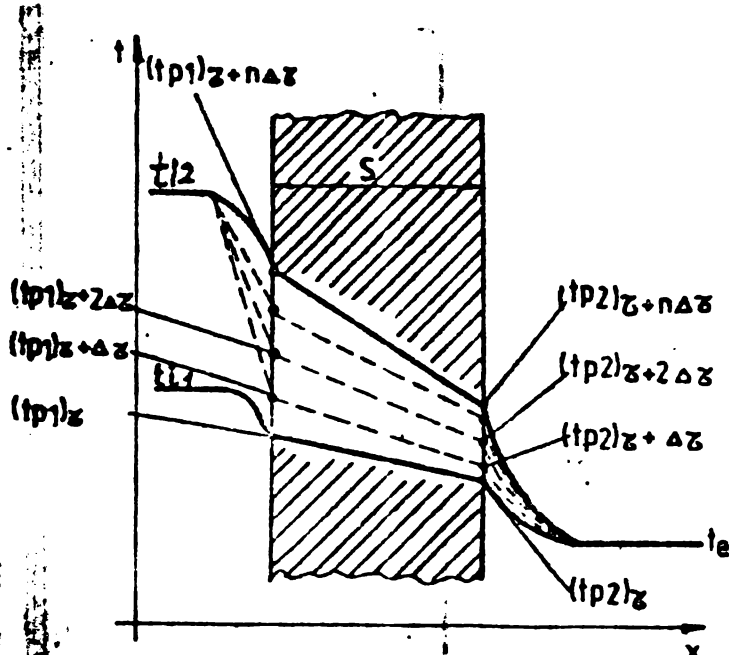


Fig. 1.1. Variația temperaturilor feței interioare și exterioare a unui perete plan în regim nestaționar după [1; 17]

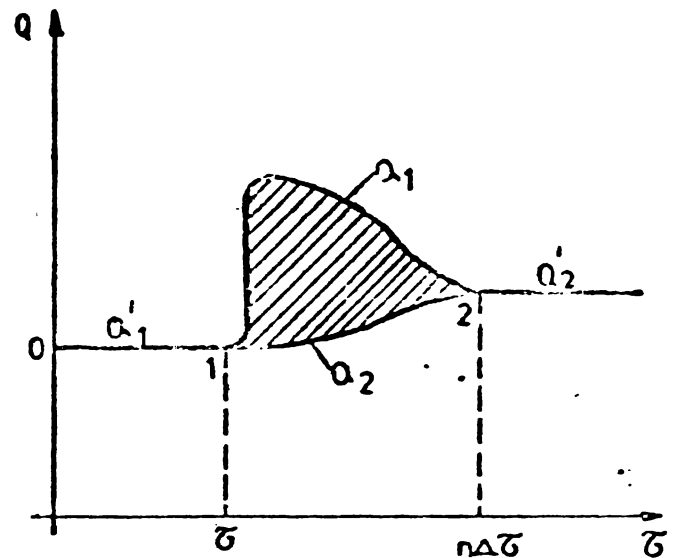


Fig. 1.2. Variația cantităților de căldură transmise printr-un perete plan în regim nestaționar după [1; 17]

După timpul  $n\Delta z$ , procesul devine iar staționar și dacă se variază iarăși temperatura mediului interior, fenomenele se repetă, însă la alte valori ale lui  $tp_1$  și  $tp_2$ .

Cantitățile de căldură ce se transmit datorită acestor diferențe de temperatură sînt și ele variabile (fig. 1.2).

Curba  $Q'_1$  reprezintă cantitatea de căldură transmisă în regim staționar, înainte de începutul observării fenomenului; curba  $Q'_2$  reprezintă cantitatea de căldură transmisă în regim staționar, după scurgerea timpului  $n\Delta z$ ; curba  $Q_1$  reprezintă cantitatea de căldură ce intră în perete dinspre fața interioară, la început mai mare datorită diferenței mari între  $ti_1$  și  $(tp_1)z + \Delta z$ , iar apoi mai mică datorită creșterii temperaturii feței interioare a peretelui la  $(tp_1)z + 2\Delta z$ ;  $(tp_1)z + 3\Delta z$  ...  $(tp_1)z + n\Delta z$ ; curba  $Q_2$  reprezintă cantitatea de căldură cedată de perete mediului înconjurător, la început mai mică datorită diferenței mai mici între  $(tp_2)z + \Delta z$  și  $te$ , iar apoi mai mare datorită diferenței mai mari între  $(tp_2)z + n\Delta z$  și  $te$ .

Suprafața dintre curbele  $Q_1$  și  $Q_2$  reprezintă cantitatea de căldură ce rămîne în perete (este acumulată de acesta) și care face să crească entalpia acestuia și deci să crească și temperaturile feței interioare și exterioare ale peretelui.



Procesul termic variabil este legat deci de variația entalpiei peretelui și este condiționat de acesta.

Se observă că pe intervalul 0 - 1, curba cantităților de căldură schimbate ( $Q_1$ ) nu variază în raport cu timpul  $\tau$ ; pe intervalul 1 - 2 curbele de intrare a căldurii în perete ( $Q_1$ ) și de cedare a căldurii spre exterior ( $Q_2$ ), variază în raport cu timpul  $\tau$ , iar în porțiunea 2 - 3 curba  $Q_2$  nu mai variază în raport cu timpul, întrucît regimul a devenit din nou staționar.

Viteza de variație a entalpiei este direct proporțională cu capacitatea materialului de a conduce căldura  $\lambda$  și invers proporțională cu puterea de acumulare a acestuia  $c\rho$ ; în acest caz viteza de desfășurare a procesului termic în regim variabil este determinată de coeficientul de difuzibilitate termică a căldurii  $a = \frac{\lambda}{c\rho}$  [ $m^2/h$ ], care are, aceeași importanță ca și coeficientul de conductivitate termică  $\lambda$  în procesele staționare [1; 2; 12; 15; 17].

Caracterul variabilității temperaturii și cantității de căldură transmise, arătată mai înainte, este valabil numai la corpurile solide. În procesul de încălzire (răcire) a lichidelor și gazelor apare în mod inevitabil convecția, care duce la egalarea temperaturilor fluidelor respective, rămînînd variabilă numai temperatura medie a fluidului.

Pentru rezolvarea problemelor de transmitere a căldurii în regim variabil trebuie să se determine variația temperaturilor și a cantităților de căldură transmise în timp, pentru un punct arbitrar al corpului. Aceasta se poate realiza prin scrierea și apoi prin rezolvarea ecuațiilor diferențiale ale schimbului de căldură:

Rezolvarea analitică urmărește obținerea unei soluții generale a problemei și este foarte greoaie și posibilă deocamdată, făcînd unele ipoteze simplificatoare, numai pentru corpuri de formă simplă (placă, cilindru, sferă).

Din materialul bibliografic consultat, reiese că rezolvarea acestor probleme s-a încercat și reușit într-o măsură mai mare sau mai mică prin metoda bilanțurilor elementare [12] și prin metoda diferențelor finite [13]. Autorii și-au dezvoltat metodele pe transferul de căldură prin conducție.

Mai nou, o serie de cercetători au încercat aplicarea aceluiași metode la schimburi mai complexe de căldură, dar numai pentru cazuri specifice, întrucît, așa cum s-a arătat, fenomenele sînt foarte complexe și nu se pot da soluții generale.

Cap. II: BAZELE TEORETICE ALE SCHIMBULUI DE  
CALDURA IN REGIM NESTATIONAR

Pentru rezolvarea schimbului de căldură în regim nestationar, ne interesează ca dintr-o infinitate de soluții a ecuațiilor diferențiale, să separăm pe acelea care caracterizează fenomenul ce ne interesează, să determinăm condițiile de unicitate și cum la acest fel de schimb de căldură, câmpul de temperaturi este funcție de spațiu și timp, condițiile de unicitate sînt condiții de spațiu la limită și condiții de timp, care condiții duc la determinarea constantelor de integrare, obținîndu-se o soluție unică pentru fenomenul studiat.

Din studiile ce s-au efectuat pînă în prezent, s-a constatat că procesul de încălzire sau răcire a unui corp se poate împărți în 3 faze:

- Incepătul procesului, faza procesului dezordonat, cu particularitatea caracteristică de propagare în spațiu și încălzirea unor straturi noi ale corpului; viteza de variație a temperaturii în diferite puncte ale corpului este diferită, câmpul de temperaturi depinde mult de starea inițială ce are un caracter întîmplător.

- Faza regimului regulat, care are loc după consumarea unui anumit timp, cînd influența neregularităților scade și viteza de variație a temperaturii în toate punctele corpului devine constantă. Această fază urmează o lege exponențială [15].

- Faza regimului staționar, care se instalează după un timp mai îndelungat (infinit de mare), în care distribuția temperaturilor în timp este constantă, iar cînd în toate punctele corpului, temperatura devine aceeași și egală cu cea a mediului înconjurător, se instalează echilibrul termic.

Rezolvarea analitică a procesului în toate aceste 3 faze este foarte complicată și chiar imposibilă deocamdată, întrucît nu se poate determina o funcție generală pentru aceste 3 faze. Unii cercetători [14] examinează separat prima și a doua fază, alții [15] tratează separat a doua și a treia fază.

În multe probleme practice se consideră că procesul începe cu un echilibru termic, toate temperaturile, pe toate fețele și în toate punctele corpului fiind egale între ele și anume cu temperatura mediului ambiant, după care se consideră un salt de temperatură a mediului ambiant, cînd începe observarea și rezol-

varea procesului termic.

Simplificînd și mai mult fenomenul, unii cercetători [16] fac propuneri, care se reduc în esență la examinarea separată a fazei a doua aplicînd metoda regimului regulat adaptată. Alții studiază transmiterea căldurii în regim nestaționar folosînd analogia cu fenomenul de mișcare laminară a fluidului (metoda analogiei hidraulice) [18], sau analogia cu fenomenele electrice (metoda analogiei electrotermice) [19].

Considerînd fenomenul cel mai complex de trecere al căldurii și anume acela de trecere de la un fluid mai cald spre un fluid mai rece prin intermediul unui corp solid (perete plan, cilindru, sferă etc.) rezolvarea problemei este și mai complicată.

Fenomenul de transmitere a căldurii în acest caz depinde de natura apariției mișcării la cele 2 fluide și de regimul lor de mișcare, de natura și proprietățile fizice ale fluidelor și corpului solid, de forma și dimensiunile suprafețelor de trecere și transmitere a căldurii pe ambele fețe dinspre fluide etc.

În general, pentru cantitatea de căldură transmisă, se poate scrie relația:

$$Q = f(W_p; t_p; t_f; \lambda_s; \lambda_f; C_{pf}; \rho_s; \rho_f; \eta; \vartheta; l_1; l_2; l_3; \varepsilon; \alpha_c; \alpha_r \dots) \quad (2.1)$$

Unele dintre aceste mărimi sînt funcție de alte mărimi. În afară de  $l_1$ ,  $l_2$  și  $l_3$ , care determină forma și mărimea corpului solid, toate celelalte mărimi sînt funcție de temperaturile celor 2 fluide și a corpului solid, căci toate variațiile schimbărilor de căldură sînt provocate de variațiile de temperatură în spațiu și timp. La rîndul lor, variațiile mărimilor arătate mai înainte în timp și spațiu, influențează variațiile de temperatură.

Este suficient să determinăm deci variațiile temperaturii în timp și spațiu pentru a afla variația tuturor celorlalte mărimi, sau invers.

Pentru rezolvarea problemei se recurge la o serie de artificii. Se aplică legile generale ale fizicii, mărghinîndu-se la stabilirea unor relații între variabile (între coordonate, timp și parametri fizici), în intervale foarte scurte de timp și pentru un volum elementar din fluid sau corp solid. Pentru aceste intervale foarte scurte de timp și pentru volume elementare, se

poate admite că variația unor mărimi este neglijabilă și se consideră constante. Relația ce se obține este ecuația diferențială a procesului, care integrată între anumite limite, și pentru anumite condiții de contur, ne dă relația analitică dintre mărimi pentru întregul interval de timp considerat.

Cum fenomenul de schimb nestaționar de căldură nu este numai un fenomen termic, ci este determinat în anumite cazuri și de fenomene hidrodinamice, totalitatea acestor fenomene nu poate fi redată printr-o singură ecuație diferențială, ci printr-un sistem de ecuații diferențiale și anume:

- Ecuația schimbului de căldură: în baza legii lui Fourier

$$dQ = - \lambda \frac{\partial t}{\partial n} ds \quad (2.2)$$

sau:

$$dQ = \alpha (t_f - t_p) ds = \alpha \Delta t ds \quad (2.3)$$

Egalind relațiile (2.3) cu (2.2) se obține:

$$\alpha = - \frac{\lambda \partial t}{\Delta t \partial n}$$

care este ecuația diferențială a schimbului de căldură.

- Ecuația conducției căldurii - ecuația diferențială a lui Fourier

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad (2.5)$$

rezultă din aplicarea principiului I al termodinamicii asupra fluxurilor de căldură intrate și ieșite dintr-un element de volum.

- Ecuația mișcării care de fapt este un sistem de 3 ecuații a mișcării unui fluid vâscos incompresibil, numită și ecuația lui Navier - Stokes.

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial w_x}{\partial \tau} + \rho \left( w_x \frac{\partial w_x}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_x}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_x}{\partial z} \right) = \\ \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \eta \left( \frac{\partial^2 w_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_x}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial w_y}{\partial \tau} + \rho \left( w_x \frac{\partial w_y}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_y}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_y}{\partial z} \right) = \\ \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \eta \left( \frac{\partial^2 w_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_y}{\partial z^2} \right) \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\rho \frac{\partial w_z}{\partial t} + \rho \left( w_x \frac{\partial w_z}{\partial x} + w_y \frac{\partial w_z}{\partial y} + w_z \frac{\partial w_z}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \eta \left( \frac{\partial^2 w_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w_z}{\partial z^2} \right) \quad (2.8)$$

rezultă din aplicarea legii a doua a lui Newton (forța este egală cu masa înmulțită cu accelerația), asupra distribuției cîmpurilor de temperatură din fluidul ce se află în mișcare, care depinde de distribuție vitezelor.

- Ecuația continuității sub forma ei cea mai generală este:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho w_x)}{\partial x} + \frac{\partial (\rho w_y)}{\partial y} + \frac{\partial (\rho w_z)}{\partial z} = 0 \quad (2.9)$$

și se deduce prin aplicarea teoriei conservării masei, asupra unui element de volum.

Condițiile de unicitate trebuiesc aplicate tuturor ecuațiilor diferențiale pentru a le putea integra, pentru a limita din numărul foarte mare (infinit) de soluții ce se pot obține prin integrare, pe aceea care este necesară ca sistemul de ecuații diferențiale să dea prin integrare o singură soluție, determinată de toate particularitățile fenomenului studiat. Si întrucît cîmpul de temperaturi este funcție atît de timp, cît și de spațiu, condițiile de unicitate vor fi condiții temporale, care determină distribuția inițială a temperaturilor și condițiile de spațiu limită, care privesc acțiunea mediului înconjurător asupra suprafeței corpului, fiind numite și condiții de contur.

## 2.1. SOLUTII APROXIMATIVE PENTRU REZOLVAREA PROBLEMELOR DE SCHIMB DE CALDURA NESTATIONAR

După cum s-a arătat, rezolvarea analitică a ecuațiilor diferențiale este foarte greoaie, ceea ce a determinat pe unii cercetători să caute metode de rezolvări simplificate, care în final să nu dea rezultate mult diferite de cele analitice.

Astfel G.M. Condratiev, în lucrarea "Inercerea conductivității termice prin metoda regimului regulat: Standartghiz 1936", dezvoltă metoda regimului regulat, E. Schmidt în: "Das Differenzenverfahren zur Lösung von Differentialgleichungen der nichtstationären Wärmeleitung, Diffusion und Impulsausbreitung Forschg. Ing. - Wes. Bd. 13(1942), S.177/85",

dezvoltă metoda diferențelor finite în regim nestaționar, pusă pentru prima dată tot de el în "Über die Anwendung der Differenzenrechnung auf technische Anheiz - und Abkühlungsprobleme. Beiträge zur technischen Mechanik und technischen Physik. Berlin: Springer 1924", iar A.P. Vanicev în "Izvestia Academii Nauk SSSR Nr. 12 - 1946" și Trudî NII - 1 Nr. 25 - 1947", dezvoltă metoda bilanțurilor elementare la transferul de căldură prin conducție.

### 2.1.1. METODA REGIMULUI REGULAT

Permite să se obțină rezolvarea analitică generală, care este aplicabilă la corpuri de orice formă, stabilind forma relației între ritmul de răcire  $m$  și mărimile fizice și geometrice ale corpului, precum și condițiile exterioare de răcire sau încălzire a corpului [1] ; [16] .

Metoda a fost prelucrată de către G.M. Condratiev, care, analizând faza a doua a procesului termic și pornind de la observația că după trecerea unui anumit timp de la apariția procesului termic, când influența stării inițiale a corpului încetează și legea de variație a cîmpului de temperatură ia o formă mai simplă, ajunge la concluzia că logaritmul natural al excesului de temperatură  $\theta$  într-un punct oarecare al corpului ( $\theta = t_p - t_f$  în procesul de răcire), variază în timp după o lege liniară, adică temperatura scade în timp după o lege exponențială, după ce la început nu avea o formă rectilinie.

Legea exponențială descoperită are forma:

$$\ln \theta = - m \tau + C \quad (2.10)$$

unde factorul  $m$  este un număr pozitiv și care-și păstrează valoarea pentru orice punct al corpului, caracterizînd viteza de răcire a acestuia, nedepinzînd de cîmpul inițial de temperatură, fiind complet determinat de dimensiunile și forma corpului și de valoarea parametrilor termice ai acestuia, precum și de condițiile schimbului de căldură ( $\alpha$  ,  $\lambda$  ,  $\gamma$  ,  $t_f$  ,  $t_p$  și a).

Interpretarea grafică a procesului se poate observa în fig. 2.1 în care s-a reprezentat în coordonate semilogaritmice variația temperaturii în timp a răcirii unui corp.

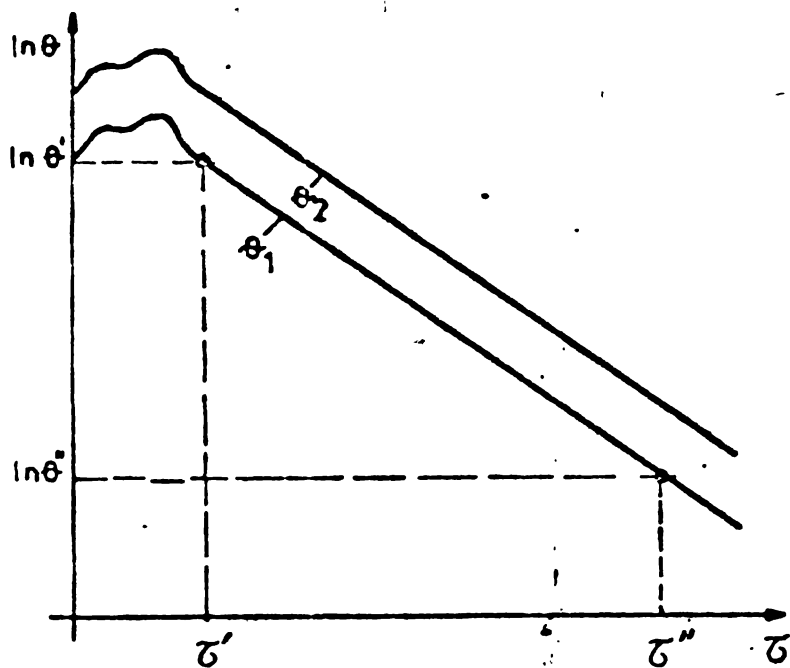


Fig. 2.1. Variația în timp a răcirii unui corp în coordonate semilogaritmice

având aceeași înclinație.

Determinând experimental excesele de temperatură

$\theta' = t' p' - t_f'$  în momentul  $\tau'$  și  $\theta'' = t'' p'' - t_f''$  în momentul  $\tau''$ , se poate obține valoarea lui  $m$ . Mărimea inversă a lui  $m$  are dimensiunea unui timp și se definește ca inertția termică a unui corp, notându-se:

$$\frac{1}{m} = \tau_0 \quad (2.14)$$

Pentru  $m$  se poate scrie relația:

$$m = \frac{\alpha S}{\rho V C_p} = \frac{\alpha S}{C} \quad (2.15)$$

în care:

$C = \rho V C_p$  și reprezintă capacitatea calorică a corpului.

Pentru a caracteriza regimul termic regulat, G.M. Condratiev a introdus o serie de criterii adimensionale:

- Criteriul de uniformitate:

Pentru punctul  $M_1$  de coordonate  $(x_1, y_1, z_1)$  s-a trasat curba  $\theta_1$ , iar pentru punctul  $M_2$ , al aceluiași corp, de coordonate  $(x_2, y_2, z_2)$  s-a trasat curba  $\theta_2$ . Pentru timpul  $\tau'$ , ecuația (2.10) capătă forma:

$$\ln \theta' = -m \tau' + C \quad (2.11)$$

iar pentru timpul  $\tau''$  forma:

$$\ln \theta'' = -m \tau'' + C \quad (2.12)$$

Scăzînd ecuațiile între ele, se obține:

$$m = \frac{\ln \theta' - \ln \theta''}{\tau'' - \tau'} \quad [1/h] \quad (2.13)$$

Pentru punctul  $M_2$  se obține o curbă cu partea rectili-

$$\psi = \frac{\theta_s}{\theta_v} \quad (2.16)$$

în care:

$\theta_s$  este temperatura medie a suprafeței corpului și este dată de relația:

$$\theta_s = (t_s - t_f) = \frac{1}{S} \int_S t dS \quad (2.17)$$

$\theta_v$  este temperatura medie a volumului corpului și este dată de relația:

$$\theta_v = (t_v - t_f) = \frac{1}{V} \int_V t dV \quad (2.18)$$

În aceste condiții, criteriul de uniformitate devine:

$$\psi = \frac{\theta_s}{\theta_v} = \frac{V}{S} \cdot \frac{\int_S t dS}{\int_V t dV} \quad (2.19)$$

Cînd  $\psi = 1$ ,  $\theta_s = \theta_v$  distribuția temperaturilor în corp este uniformă, este cazul ideal al regimului regulat.

Cînd  $\psi \neq 1$ , începe neuniformitatea cîmpurilor de temperatură.

Cînd  $\psi = 0$ , distribuția temperaturilor este cea mai neuniformă, întrucît  $\theta_s = 0$  deci  $t_s = t_f$ , deci temperatura suprafeței corpului este egală cu a fluidului și în interiorul corpului temperaturile diferă oriunde una de alta. Cînd  $\psi \neq 0$  cîmpul de temperatură devine neuniform.

Criteriul de formă  $P$ , rezultat din înmulțirea mărimii  $m$  cu  $\frac{l^2}{a}$ , are forma:

$$P = \frac{l^2 m}{a} \quad \text{sau} \quad p = l_0 \sqrt{\frac{m}{a}} \quad (2.20)$$

în care  $l$  reprezintă o dimensiune oarecare a corpului, care este funcție de dimensiunea caracteristică  $l_0$ , de exemplu raza, lungimea, lățimea sau înălțimea corpului

$$l^2 = \frac{l_0 v}{S}$$

- Criteriul Biot (Bi) prezentat și mai înainte:

$$Bi = \frac{\alpha l_0}{\lambda}$$

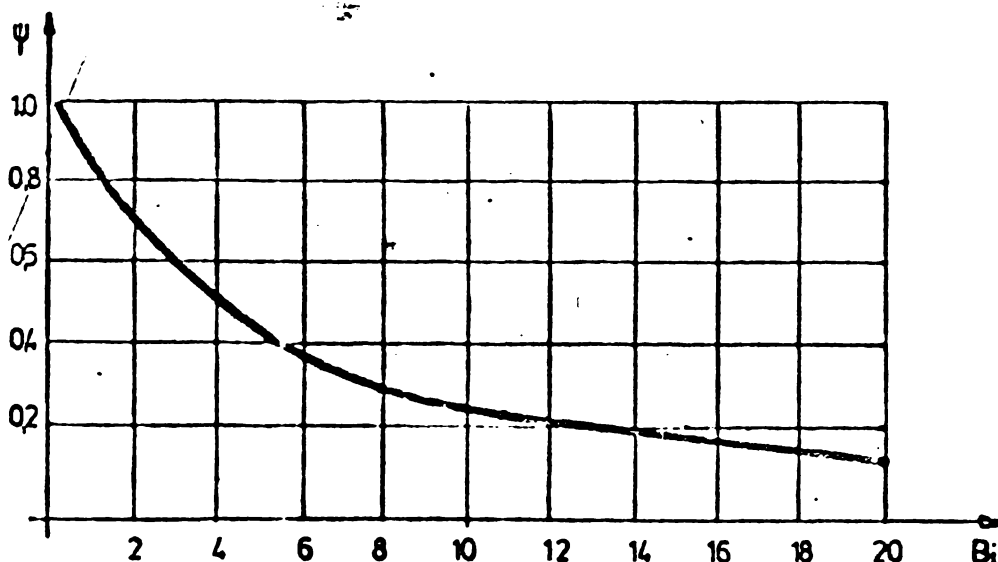
Regimul regulat este caracterizat prin existența unei relații funcționale între invariabilii  $P$ ,  $Bi$  și  $\psi$ , care cores-



punde relației funcționale stabilite între  $m$  și  $\alpha$  [16] și anume:

$$P = \psi Bi \quad (2.21)$$

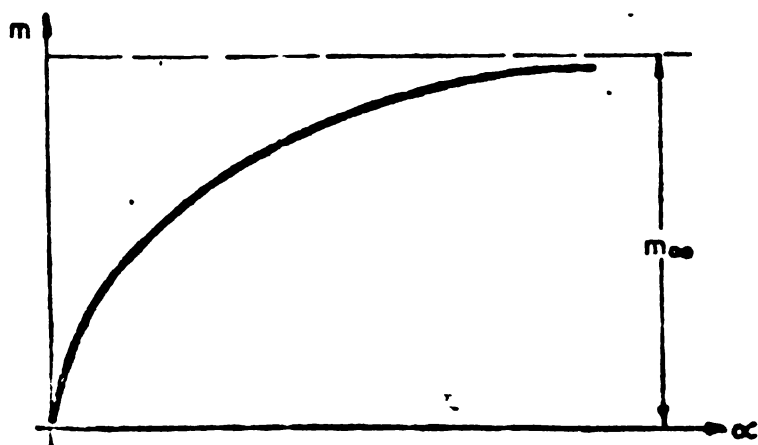
Reprezentarea grafică a funcției  $\psi = f(Bi)$  este redată în figura 2.2.



Se observă că pentru  $Bi = \infty$ ,  $\psi$  tinde spre zero și deci ecuația (2.21)  $P = 0 \times \infty$  este o expresie nedeterminată.

Fig. 2.2. Reprezentarea grafică a funcției  $\psi = f(Bi)$

Reprezentarea grafică a funcției  $m = f(\alpha)$  este dată în fig. 2.3.



Se observă că pentru  $\alpha = \infty$ ,  $m$  devine direct proporțional cu coeficientul de difuzibilitate termică

$$a = K \cdot m \quad (2.22)$$

$K$  = coeficientul de proporționalitate care depinde de forma și dimensiunile corpului

Fig. 2.3. Reprezentarea grafică a funcției  $m = f(\alpha)$

Reprezentînd funcția  $P = f(Bi)$  obținem curba din fig. 2.4.

Din relația (2.21) se observă că pentru  $Bi$  tinzînd spre  $\infty$ , membrul doi devine nedeterminat, valoarea lui  $P$  tinde spre o

limită oarecare  $\bar{\pi}$  care este cuprins între 0 și  $\infty$ .

Deci:

$$\bar{\pi} = \frac{l^2}{K} \quad \text{sau} \quad K = \frac{l^2}{\bar{\pi}} \quad (2.23)$$

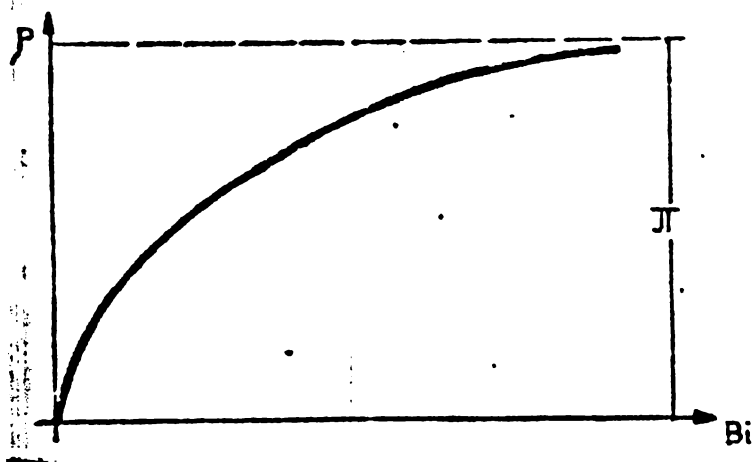


Fig. 2.4. Reprezentarea grafică a funcției  $P = f(Bi)$

Ecuția (2.21) arată că structura funcțiilor  $\psi$  și  $\bar{\pi}$  este determinată numai de forma corpului și nu de dimensiuni, deci pentru corpuri cu dimensiuni diferite, dar cu forme identice, valorile  $\psi$  și  $\bar{\pi}$  sînt aceleași. La o altă formă a corpului, corespunde o altă valoare pentru  $\psi$  în funcție de  $\bar{\pi}$ . Deci, influența formei corpului se

manifestă asupra formei relației analitice dintre invariabilii P și Bi [1; 16].

Pentru determinarea funcției  $P = \psi Bi$  trebuie să se cunoască forma corpului și să se integreze ecuația fundamentală a conducției.

Metoda regimului regulat se poate folosi la rezolvarea unor probleme legate de răcirea sau încălzirea unor corpuri. Timpul  $\zeta$ , în decursul căruia temperatura dintr-un punct oarecare al sistemului, variază de la  $\theta'$  la  $\theta''$ , se poate determina cu relația [16] :

$$\zeta = \frac{1}{m} \ln \left( \frac{\theta'}{\theta''} \right) \quad (2.24)$$

Cunoscînd forma și dimensiunile corpului, precum și parametrii fizici, se poate calcula valoarea ritmului de răcire  $m$ .

### 2.1.2. METODA DIFERENTELOR FINITE

Metoda constă în înlocuirea procesului continuu, cu unul discontinuu (în salturi), atât în spațiu cît și în timp, putînd astfel înlocui ecuația diferențială cu o ecuație cu diferențe fi-

nite. In cazul conducției se poate înlocui ecuația:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) \quad \text{ou ecuația:}$$

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left( \frac{\Delta^2 t}{(\Delta x)^2} + \frac{\Delta^2 t}{(\Delta y)^2} + \frac{\Delta^2 t}{(\Delta z)^2} \right) \quad (2.25)$$

In cîmpul unidimensional, ecuația devine:

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \cdot \frac{\Delta^2 t}{(\Delta x)^2} \quad (2.26)$$

iar în cel bidimensional:

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \left( \frac{\Delta^2 t}{(\Delta x)^2} + \frac{\Delta^2 t}{(\Delta y)^2} \right) \quad (2.27)$$

E. Schmidt a utilizat pentru prima dată principiul diferențelor finite la rezolvarea fenomenului termic de transmitere a căldurii în regim variabil, la calculul transmiterii prin conducție la corpurile plane, cilindrice și sferice, precum și la calculul cîmpului de temperaturi bidimensional [13].

Aplicînd metoda diferențelor finite la un perete plan (deci cîmpul unidimensional) (fig. 2.5) E. Schmidt împarte grosi-

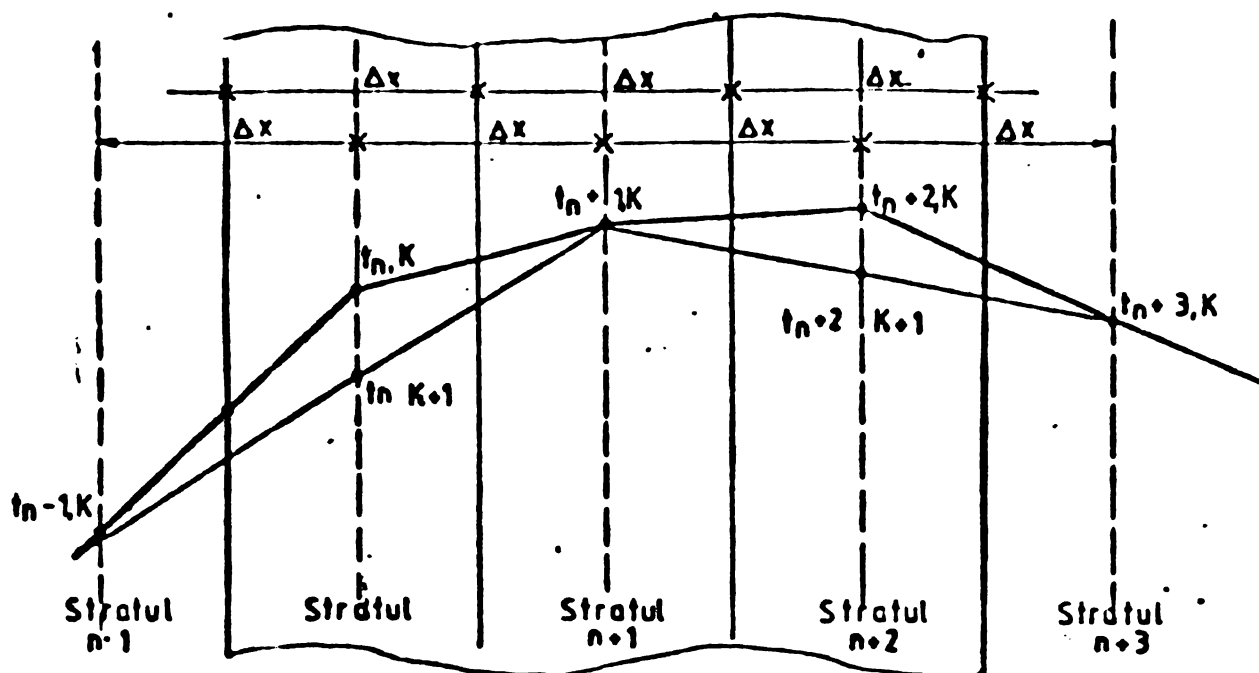


Fig. 2.5. Notațiile convenționale și interpretarea grafică a metodei diferențelor finite după [13]

392932  
306E

mea peretelui în sensul transmiterii căldurii în straturi elementare de grosime  $\Delta x$ , notate cu  $(n-1)$ ,  $n$ ,  $(n+1)$ ,  $(n+2)$  . . .

Timpul  $t$  îl împarte în intervale elementare  $\Delta \tau$ , notate cu  $(K-1)$ ,  $K$ ,  $(K+1)$ ,  $(K+2)$  . . .

Aceasta înseamnă că  $t_{n,k}$  este temperatura la mijlocul stratului  $n$  în intervalul de timp  $K$ ,  $t_{(n+1),K}$  este temperatura de mijlocul stratului  $(n+1)$  în intervalul de timp  $K$  și așa mai departe,  $t_{n,(k+1)}$ ,  $t_{n,(k+2)}$ ,  $t_{n,(k+3)}$  înseamnă temperatura la

mijlocul stratului  $n$  în intervalul de timp  $(k+1)$ ,  $(k+2)$ ,  $(k+3)$  . . . , iar  $t_{(n+1),(k+1)}$  înseamnă temperatura la mijlocul stratului  $(n+1)$  în intervalul de timp  $(k+1)$  și așa mai departe.

Determinând temperaturile la mijlocul tuturor straturilor la timpul (de exemplu)  $\tau = K$  se obține curba (linia frântă) marcată cu linie plină în fig. 2.5. Se observă că pentru un strat oarecare, curba are 2 înclinări, aceasta din cauza că derivata temperaturii în raport cu  $x$  pentru un același strat are două valori:

$$\left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right)^+ = \frac{t_{(n+1),k} - t_{n,k}}{\Delta x} \text{ și} \quad (2.29)$$

$$\left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right)^- = \frac{t_{n,k} - t_{(n-1),k}}{\Delta x}$$

Curbura este în jos pentru că derivata a doua are forma:

$$\frac{\Delta^2 t}{(\Delta x)^2} = \frac{1}{\Delta x} \left[ \left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right)^+ - \left(\frac{\Delta t}{\Delta x}\right)^- \right] = \frac{1}{(\Delta x)^2} \left[ t_{(n+1),k} + t_{(n-1),k} - 2t_{n,k} \right] \quad (2.30)$$

Derivata temperaturii în raport cu timpul are următoarea expresie:

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = \frac{t_{n,(k+1)} - t_{n,k}}{\Delta \tau} \quad (2.31)$$

Introducând valorile derivatei a doua în raport cu  $x$  (ec. 2.30) și a derivatei întâi în raport cu timpul (ec. 2.31) în ecuația câmpului unidimensional (ec. 2.26), se obține:

$$\frac{t_{n,(k+1)} - t_{n,k}}{\Delta \tau} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \cdot \frac{t_{(n+1),k} + t_{(n-1),k} - 2t_{n,k}}{(\Delta x)^2} \quad (2.32)$$

sau:

$$t_{n,(k+1)} = 2 \frac{\lambda}{\rho c_p} \cdot \frac{\Delta z}{(\Delta x)^2} \cdot \frac{t_{(n+1),k} + t_{(n-1),k}}{2} - \left( 2 \frac{\lambda}{\rho c_p} \cdot \frac{\Delta z}{(\Delta x)^2} - 1 \right) t_{n,k} \quad (2.33)$$

Folosind ecuația (2.23) și cunoscîndu-se distribuția temperaturilor în corp în intervalul de timp  $\tau = k$ , se poate determina distribuția temperaturilor în intervalul  $\tau = (k+1)$  și așa mai departe.

Alegînd în mod convenabil valori pentru  $\Delta z$  și  $\Delta x$ , ecuația (2.23) se poate simplifica. Astfel, pentru  $2 \frac{\lambda}{\rho c_p} \cdot \frac{\Delta z}{\Delta x} = 1$ , ecuația devine:

$$t_{n,(k+1)} = \frac{1}{2} \left[ t_{(n+1),k} + t_{(n-1),k} \right] \quad (2.34)$$

Aceasta înseamnă că temperatura din mijlocul unui strat (n), la timpul (k+1) este egală cu media aritmetică la timpul k a temperaturilor de la mijlocul straturilor alăturat stratului (n).

Deficiența metodei constă în aceea că parametrii fizici ai materialelor sînt considerați constanți.

### 2.1.3. METODA BILANTURILOR ELEMENTARE

Metoda a fost aplicată de către Vanicev A.P. [12] și este mai corectă decît a diferențelor finite, aceasta din urmă fiind considerată ca un caz particular.

Metoda diferențelor finite presupune parametrii fizici ai corpului constanți. Ori, dacă densitatea corpurilor solide  $\rho$  poate fi considerată în calculele practice constantă, conductivitatea termică  $\lambda$  și căldură specifică a acestora variază în funcție de temperatură în limite largi. Acest fapt este luat în seamă în metoda bilanțurilor elementare.

Metoda împarte corpul de studiat în paralelipede elementare cu laturile  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta z$  și aplică legile lui Fourier și Newton în scrierea bilanțurilor termice (fig. 2.6).

Dintr-o serie de aceste paralelipede elementare poate fi acoperit volumul oricărui corp.

În interiorul oricărui volum elementar se consideră că legea de variație a temperaturii este constantă. Ca puncte de calcul se iau vîrfurile paralelipipedelor, care desigur se află

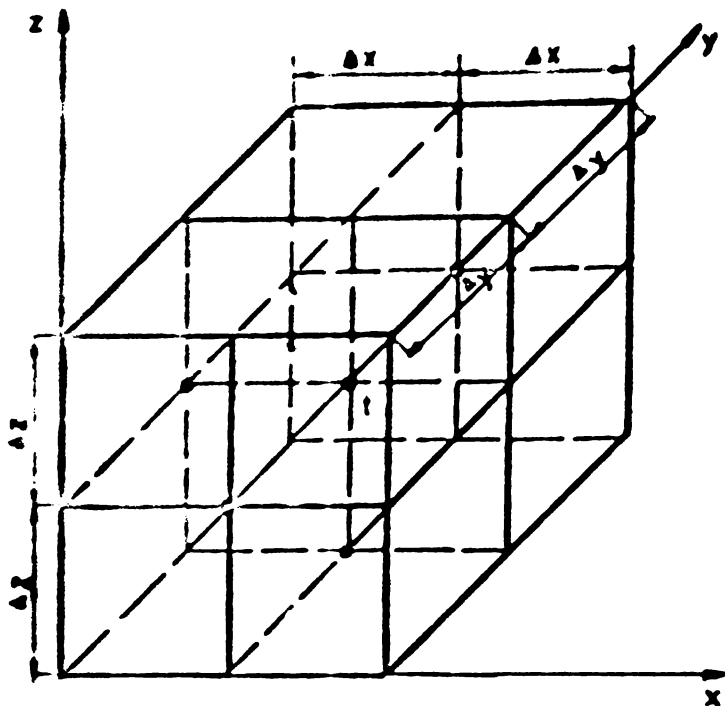


Fig. 2.6. Schema de calcul a metodei bilanțurilor elementare după [12].

pe suprafețele de separație a volumelor elementare.

Se notează temperaturile punctelor de calcul cu indicii ce definesc timpul și locul; astfel temperatura de calcul a unui punct oarecare fiind notată cu  $t$ , temperaturile în punctele vecine în același moment se notează cu  $t(x + \Delta x)$ ;

$t(y + \Delta y)$ ;  $t(z + \Delta z)$ ,

respectiv  $t(x - \Delta x)$ ;

$t(y - \Delta y)$ ;  $t(z - \Delta z)$ ,

iar în alt moment, la intervalul de timp  $\Delta \tau$  cu  $t(\tau + \Delta \tau)$

respectiv  $t(\tau - \Delta \tau)$ .

Conducția prin element este determinată de variația parametrilor  $C$  și  $\lambda$  în funcție de temperatură și se cere să se determine temperaturile în toate punctele de calcul, pentru toate momentele succesive.

Formulele de calcul se vor obține aplicând legile lui Fourier și Newton, în ecuațiile bilanțurilor termice pentru grupele de paralelipede elementare în care a fost împărțit corpul. Vom întâlni diferite variante de dispoziție a punctelor de calcul fie între limitele unui mediu omogen, fie la limita unor medii solide, fie la limita unor medii solide cu medii fluide, pentru fiecare din variante fiind nevoie de formule proprii de calcul.

Considerăm un mediu solid omogen pentru care procesul de propagare a căldurii este determinat de coeficientul de conductivitate termică, căldura specifică și masa specifică.

Pentru primii parametri  $\lambda$  și  $C_p$  se admit variații lineare de forma:

$$\lambda = A + Bt \text{ și } C_p = C + Dt \quad (2.35)$$

iar al treilea  $\rho$  se consideră constant.

Intrucât paralelipedele considerate sînt foarte mici în comparație cu întregul corp studiat, se poate admite că suprafețele izoterme între limitele elementului sînt plane paralele echidistante, valoarea medie a densității fluxului de căldură în intervalul de timp  $\Delta \tau$  prin suprafața oarecare este propor-

țională cu valoarea gradientului de temperatură inițial în limitele de timp  $\Delta Z$  și creșterea entalpiei elementului este proporțională cu creșterea temperaturii în centrul său.

Cantitatea de căldură ce intră în elemente în intervalul  $\Delta Z$  prin fața paralelă cu planul YOZ este:

$$\begin{aligned} \Delta Q_1 &= - \frac{\lambda}{\Delta x} \left[ t - t_{(x - \Delta x)} \right] \Delta y \Delta z \Delta Z = \\ &= - \left[ A + Bt_{(x - \Delta x)} \right] \frac{t - t_{(x - \Delta x)}}{\Delta x} \Delta y \Delta z \Delta Z \quad (2.36) \end{aligned}$$

În același timp prin fața opusă a elementului intră (sau iese):

$$\Delta Q_2 = - \left[ A + Bt_{(x + \Delta x)} \right] \frac{t - t_{(x + \Delta x)}}{\Delta x} \Delta y \Delta z \Delta Z \quad (2.37)$$

În mod analog, cantitățile intrate pe celelalte fețe, se determină astfel:

$$\Delta Q_3 = - \left[ A + Bt_{(y - \Delta y)} \right] \frac{t - t_{(y - \Delta y)}}{\Delta y} \Delta x \Delta z \Delta Z \quad (2.38)$$

$$\Delta Q_4 = - \left[ A + Bt_{(y + \Delta y)} \right] \frac{t - t_{(y + \Delta y)}}{\Delta y} \Delta x \Delta z \Delta Z \quad (2.39)$$

$$\Delta Q_5 = - \left[ A + Bt_{(z - \Delta z)} \right] \frac{t - t_{(z - \Delta z)}}{\Delta z} \Delta x \Delta y \Delta Z \quad (2.40)$$

$$\Delta Q_6 = - \left[ A + Bt_{(z + \Delta z)} \right] \frac{t - t_{(z + \Delta z)}}{\Delta z} \Delta x \Delta y \Delta Z \quad (2.41)$$

Având în vedere că s-a admis variația lineară a temperaturilor, sînt valabile egalitățile:

$$t_{\left(x - \frac{\Delta x}{2}\right)} = \frac{t + t_{(x - \Delta x)}}{2} \quad (2.42)$$

$$t_{\left(x + \frac{\Delta x}{2}\right)} = \frac{t + t_{(x + \Delta x)}}{2} \quad (2.43)$$

$$t_{\left(y - \frac{\Delta y}{2}\right)} = \frac{t + t_{(y - \Delta y)}}{2} \quad (2.44)$$

$$t_{\left(y + \frac{\Delta y}{2}\right)} = \frac{t + t_{(y + \Delta y)}}{2} \quad (2.45)$$

$$t_{\left(z - \frac{\Delta z}{2}\right)} = \frac{t + t_{(z - \Delta z)}}{2} \quad (2.46)$$

$$t_{\left(z + \frac{\Delta z}{2}\right)} = \frac{t + t_{(z + \Delta z)}}{2} \quad (2.47)$$

Introducând valorile ecuațiilor (2.42) la (2.47) în ecuațiile (2.36) la (2.41), se obține:

$$\begin{aligned} \Delta Q_1 &= - \left[ A + B \frac{t + t_{(x - x)}}{2} \right] \frac{t - t_{(x - x)}}{x} \quad y \quad z \\ \Delta Q_2 &= - \left[ A + B \frac{t + t_{(x + \Delta x)}}{2} \right] \frac{t - t_{(x + \Delta x)}}{\Delta x} \quad \Delta y \quad \Delta z \quad \Delta \zeta \\ \Delta Q_3 &= - \left[ A + B \frac{t + t_{(y - y)}}{2} \right] \frac{t - t_{(y - \Delta y)}}{\Delta y} \quad \Delta x \quad \Delta z \quad \Delta \zeta \\ \Delta Q_4 &= - \left[ A + B \frac{t + t_{(y + \Delta y)}}{2} \right] \frac{t - t_{(y + \Delta y)}}{\Delta y} \quad \Delta x \quad \Delta z \quad \Delta \zeta \\ \Delta Q_5 &= - \left[ A + B \frac{t + t_{(z - \Delta z)}}{2} \right] \frac{t - t_{(z - \Delta z)}}{\Delta z} \quad \Delta x \quad \Delta y \quad \Delta \zeta \\ \Delta Q_6 &= - \left[ A + B \frac{t + t_{(z + \Delta z)}}{2} \right] \frac{t - t_{(z + \Delta z)}}{\Delta z} \quad \Delta x \quad \Delta y \quad \Delta \zeta \end{aligned} \quad (2.48)$$

Cantitatea totală rămasă în element va fi:

$$\Delta Q = \Delta Q_1 + \Delta Q_2 + \Delta Q_3 + \Delta Q_4 + \Delta Q_5 + \Delta Q_6 \quad (2.49)$$

Conform principiului I al termodinamicii cantitatea de căldură rămasă în element în intervalul de timp  $\zeta$  și  $\Delta \zeta$  face să varieze entalpia elementului  $\Delta_1$ , în care

$$\Delta_1 = \rho C_p \Delta V \Delta t \quad (2.50)$$

sau:

$$\Delta_1 = \rho (C + Dt) \Delta V \left[ t_{(\zeta + \Delta \zeta)} - t \right] \quad (2.51)$$

Valorile obținute pentru temperatura în punctul  $x$  la timpul  $\zeta + \Delta \zeta$  sînt date de relația:



$$t(\bar{z} + \Delta \bar{z}) = t + \frac{\Delta Q}{\rho(c + Dt) \Delta V} \quad \text{sau:} \quad (2.52)$$

$$\begin{aligned} t(\bar{z} + \Delta \bar{z}) = & A_1 t + A_2 t(x - \Delta x) + A_3 t(x + \Delta x) + \\ & + A_4 t(y - \Delta y) + A_5 t(y + \Delta y) + \\ & + A_6 t(z - \Delta z) + A_7 t(z + \Delta z) \end{aligned} \quad (2.53)$$

în care:

$$\begin{aligned} A_1 = & 1 - \frac{\Delta \bar{z} (2A + Bt)}{\rho(c + Dt)} \left[ \frac{1}{\Delta x^2} + \frac{1}{\Delta y^2} + \frac{1}{\Delta z^2} \right] \\ A_2 = & \frac{\Delta \bar{z} \left[ A + \frac{1}{2} Bt(x - \Delta x) \right]}{\rho \Delta x^2 (c + Dt)} \\ & \cdot \\ & \cdot \\ & \cdot \\ A_7 = & \frac{\Delta \bar{z} \left[ A + \frac{1}{2} Bt(z + \Delta z) \right]}{\rho \Delta z^2 (c + Dt)} \end{aligned} \quad (2.54)$$

Ecuatia (2.54) este un polinom de gradul întâi cu coeficienții  $A_1 \dots A_7$  ce depind de parametrii fizici, coordonatele punctului și  $\Delta \bar{z}$ . Acești coeficienți depind de temperatură numai prin intermediul parametrilor fizici.

În mod analog cu ecuația (2.52) se pot calcula valorile  $t(\bar{z} + 2\Delta \bar{z})$ ;  $t(\bar{z} + 3\Delta \bar{z})$  ... conform expresiei:

$$t(\bar{z} + n\Delta \bar{z}) = t \left[ \bar{z} + (n-1)\Delta \bar{z} \right] \frac{\Delta Q}{\rho(c + Dt) \Delta V} \quad (2.55)$$

Cap. III. APRECIERI CRITICE SI CONCLUZII ASUPRA  
LUCRARILOR CONSULTATE

Lucrările teoretice și practice consultate tratează cercetări teoretice și experimentale ale schimbului de căldură nestaționar.

Dintre acestea, o parte tratează metode de bază de calcul și din acest motiv ni s-au părut mai importante, iar altele tratează probleme specifice de schimb de căldură nestaționar aplicând metodele primei categorii în singular sau combinate, trăgând concluziile respective.

Printre lucrările consultate care tratează probleme de bază de calcul menționăm:

- M. A. Mihaev ; Bazele transmiterii căldurii traducere din l. rusă [1] , în care sînt tratate problemele transmiterii căldurii pe larg și în prezenta teză se fac foarte multe trimiteri la această lucrare. Într-un capitol special se tratează schimbul de căldură nestaționar în general și în special conducția în regim nestaționar.

- E. Schmidt [13] " Über die Anwendung der Differenzenrechnung auf technische Anheiz und Abkühlungsprobleme. Beiträge zur technischen Mechanik und technischen Physik (FÖPPL - Festschrift) Berlin : Springer 1924", dezvoltă metoda de rezolvare a conducției termice nestaționare prin diferențe finite, problemă ce s-a tratat pe larg în cap. 2.1.2.

- G.M. Condratiev [16] în : "Inercarea conductivității termice după metoda regimului regulat", rezolvă conductivitatea termică în regim nestaționar după metoda regimului regulat, care a fost tratată pe larg în cap. 2.1.1.

- A.P. Vanicev [12] în : "Izvestia Academii - Nauk SSSR" Nr. 25 din 1947 rezolvă conductivitatea termică după metoda bilanțurilor elementare, care a fost tratată pe larg în cap. 2.1.3.

- În monografiile lui A.V. Lîcov [20] ; G.L. Ivanțov [24] ; G. Gröber și S. Erk [15] ; A.V. Lîcov [21 ; 22] sînt tratate unele cazuri particulare de schimb de căldură nestaționar în special conducția termică.

- Metode de studiu prin analogia dintre fenomenele termice și cele electrice au dat L.I. Gutenmaher [19] și Sitzler Reinhard [48] , iar V.S. Luchianov [27] și Sucker Dietrich [25]

au tratat metode bazate pe analogia dintre fenomenele de mișcare laminară a fluidului și cele de propagare a căldurii prin convecție în regim nestaționar.

Primele soluții ale schimbului de căldură nestaționar în cazul surgerii printr-un canal sau tub se încadrează în perioada 1959 - 1960 [23 ; 22 ; 50] .

Au fost examinate problemele privind schimbul de căldură nestaționar într-un tub la o sursă stabilizată a fluidului și pe o porțiune termică inițială a tubului [22]; [50] . Spre deosebire de [21] s-a luat în considerare nu o problemă conjugată, ci s-au definit condițiile de perete, presupunându-se că într-un moment de timp oarecare, temperatura peretelui sau fluxul termic au variat pînă la o nouă valoare constantă. Un asemenea fel de a pune problema corespunde cazului unui perete subțire din material termoconductor. În afară de aceasta s-a presupus că proprietățile fizice ale fluidului sînt constante, conductivitatea termică în lungul axei este nestaționară și că disipația energiei în flux lipsește. În unele lucrări [28] s-a acceptat că viteza fluxului e constantă în raport cu secțiunea. Autorii au neglijat capacitatea termică specifică a peretelui ( $C_p \rho$ ). La rezolvarea problemei în unele cazuri s-a folosit ecuația energiei sub formă de integrală.

Problema schimbului de căldură într-un tub circular la o variație în salturi a temperaturii peretelui în timp, într-o formă adimensională, poate fi formulată astfel [23] :

$$\frac{\partial T}{\partial Fo} + (1 - R^2) \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{1}{R} \cdot \frac{\partial}{\partial R} \left( R \frac{\partial T}{\partial R} \right) \quad (3.1)$$

în care:

$$T = \frac{t - t_0}{t_p - t_0} ; \quad Fo = \frac{a \tau}{r_0^2} ; \quad \bar{x} = \frac{1}{Pe} \cdot \frac{x}{r_0} ;$$

$$Pe = \frac{W \cdot 2 r_0}{a} ; \quad R = \frac{r}{r_0} ; \quad W_x = 2 W \left( 1 - \frac{r^2}{r_0^2} \right)$$

În momentul de timp  $\tau = 0$ , temperatura peretelui variază în salturi de la  $t_0$  la  $t_p$ .

$$T(0; R; Fo) = 0; \quad \left( \frac{\partial T}{\partial R} \right)_{R=0} = 0; \quad T(\bar{x}; 1; Fo) = 1$$

Expresiei notată în forma generală pentru temperatură, i se cere să satisfacă ecuație energiei (3.1) sub forma integrală.

Funcția necunoscută  $\varphi_n(\bar{x}; Fo)$  se află din ecuația obținută prin metoda caracteristicilor. Densitatea adimensională a fluxului termic pe perete este:

$$\frac{q_p \cdot r_0}{\lambda (t_p - t_0)} = + 2 \sum_{n=0}^{\infty} B_n \begin{cases} e^{-\gamma_n Fo} & ; Fo \leq a_n \bar{x} \\ e^{-\xi_n^2 \bar{x}} & ; Fo \geq a_n \bar{x} \end{cases} \quad (3.2.)$$

În cazul unui salt al temperaturii peretelui, densitatea fluxului termic pe perete depinde de coordonatele de-a lungul tubului  $x/d$  și de criteriul  $Fo$  (fig. 3.1). Mărimea  $q_p$ , se micșorează odată cu creșterea lui  $Fo$ , apropiindu-se de valoarea constantă ce depinde de  $x/d$ . Calculul arată că pentru anumite valori  $x/d$  și  $P_e$ , apare o stare staționară a fenomenului și anume peste 18 sec.

la uleiul de transformator, 8 sec. la apă și 0,05 sec. la aer.

Folosind linearitatea ecuației energiei, cu ajutorul principiului lui Dühanel, se poate obține expresia fluxului termic pe perete la o variație arbitrară a temperaturii peretelui  $\theta_p(Fo)$  și anume:

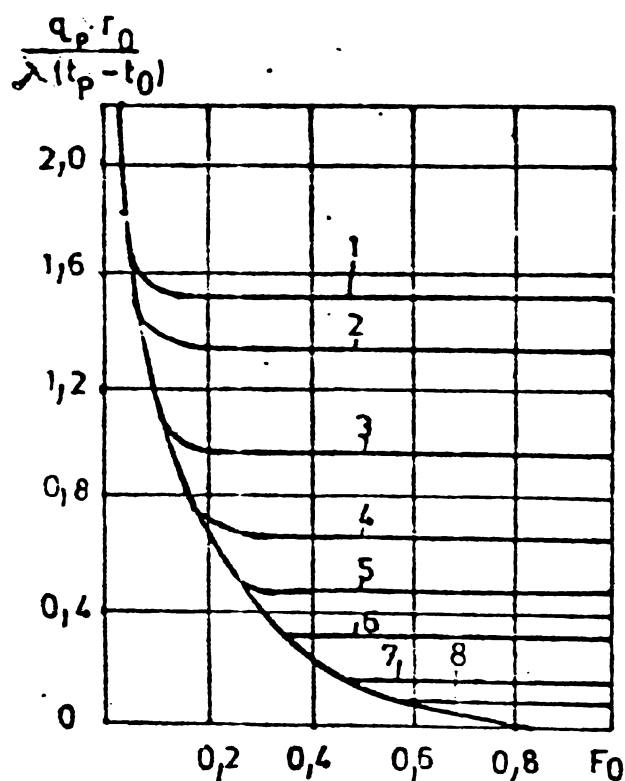


Fig. 3.1. Densitatea fluxului termic pe peretele unui tub circular la o variație în salturi a temperaturii peretelui: 1- $x = 0,03$ ; 2 -  $0,04$ ; 3 -  $0,07$ ; 4 -  $0,1$ ; 5 -  $0,15$ ; 6 -  $0,20$ ; 7 -  $0,3$ ; 8 -  $0,4$ .

$$\frac{q_p \cdot r_0}{\lambda} (Fo, \bar{x}) = \sum_{n=0}^{n=N-1} 2B_n \left\{ (\exp. (-\xi^2 \bar{x})) (\theta_p)_{Fo} - a_n \bar{x} \cdot - \right. \\ \left. - \int_{Fo-a_n \bar{x}}^{Fo} \nu_n \exp \left[ - \nu_n (Fo - Fo_*) \right] (Fo_*) d Fo_* \right\} - \\ - \sum_{n=N}^{\infty} 2 \nu_n B_n \int_0^{Fo} \exp \left[ - \nu_n (Fo - Fo_*) \right] \theta_p (Fo_*) d Fo_* \quad (3.3.)$$

Cazul schimbului de căldură la variații ale fluxului termic în timp pe perete este foarte apropiat de condițiile reale ale schimbului de căldură din tub. Ecuația energiei în formă integrală pe porțiunea inițială a unui tub de secțiune circulară are forma:

$$\frac{\partial}{\partial z} \int_0^{\Delta} (r_0 - y) (t - t_0) dy + \frac{\partial}{\partial x} \int_0^{\Delta} (r_0 - y) Wx (t - t_0) dy = \\ = r_0 \frac{q_p}{\rho c_p} \quad (3.4.)$$

Adoptîndu-se dependența pătrată pentru determinarea vitezei și temperaturii în stratul limită, putem scrie:

$$\frac{Wx}{W} = 2 \left( 2 \frac{y}{r_0} - \frac{y^2}{r_0^2} \right) \text{ și } t - t_0 = \frac{q_p \Delta}{2\lambda} \left( 1 - \frac{y}{\Delta} \right)^2 \quad (3.5)$$

Introducînd valorile din ec. (3.5) în ec. (3.4), ecuația obținută pentru o grosime adimensională a stratului termic limită  $\tilde{\Delta}$  rezolvă prin metoda caracteristicilor a lui Petuhov are forma:

$$t_p - t_0 = \frac{q_p}{2} \cdot \frac{r_0}{\lambda} \cdot \tilde{\Delta} \quad (3.6)$$

iar  $\tilde{\Delta}$  pentru valori mici ale lui  $Fo$ , are expresia:

$$\frac{\tilde{\Delta}}{6} = \frac{1}{24} \tilde{\lambda}^3 = Fo \quad (3.7)$$

Variația temperaturii peretelui în cazul unei variații arbitrare în timp a fluxului termic se determină cu ajutorul principiului lui Dühanel pentru regimul nestaționar al schimbului caloric ( $Fo \leq F_{0st}$ ), și are expresia:

$$t_p(\bar{x}; Fo) - t_0 = \frac{r_0}{2\lambda} \left[ \tilde{\Delta}_{Fo, st} (q_p)_{Fo=0} - \int_0^{Fo} \frac{d q_p}{d Fo} \tilde{\Delta}_{Fo-Fo_*} d Fo_* \right] \quad (3.8)$$

În cazul variației în salturi a fluxului termic de 2 ori în comparație cu cea inițială, la valori reale ale parametrilor fluxului de fluid în timp, timpul de desfășurare a procesului schimbului de căldură nestaționar este de 90 sec, după care se instaurază un nou regim staționar.

În cazul variației periodice în timp a gradientului de presiune (cazul fluxului pulsator) [23] ; [45] ; [46] ; [47] , are loc un proces de schimb de căldură nestaționar, gradul de deosebire a intensității schimbului depinzând de frecvența pulsațiilor, iar odată cu mîșorarea frecvenței, procesul de schimb de căldură devine ovasistaționar. Influența numărului  $P_r$  este de așa natură că dacă la o anumită frecvență și ceilalți parametri constanți, pentru  $P_r \leq 1$ , procesul schimbului de căldură este ovasistaționar, iar pentru valori mari ale numărului  $P_r$  intensitatea schimbului de căldură nestaționar depinde în foarte mare măsură de fluxul termic staționar. Diferența de mărimi crește aproximativ proporțional cu amplitudinea oscilațiilor.

Pentru cazul variației intensității fluxului termic în timp, din [28] reiese că rezultatele diferă cu oca. 25% de mărimile corespunzătoare procesului staționar. Pentru viteze constante și variații ale fluxului termic, folosirea valorilor constante ale coeficientului schimbului termic a dat o bună concordanță cu rezultatele obținute.

În cercetările enunțate mai înainte, conductivitatea termică nestaționară în perete a fost înlocuită cu definirea condițiilor de pe suprafața interioară a tubului, ceea ce restrînge domeniul de aplicare a valorii obținute la cazul unor pereți termocconductori subțiri. De asemeni în lucrările menționate nu se tratează în continuare transferul de căldură spre exteriorul tubului. Considerăm că Petuhov [23] tratează un caz special, aplicînd metoda diferențelor finite cu anumite particularități, introducînd în plus metoda caracteristicilor adimensionale

$$P_e ; \frac{W_x}{W} ; \tilde{\Delta} ; \tilde{\lambda} .$$

O altă lucrare interesantă ni s-a părut [29] în care I.A. Kuznetov consideră variația temperaturii fluidului la in-

trarea în tub, ținând seama de rezistența termică a peretelui. Tubul cilindric se presupune că este termoizolat la exterior, debitul și caracteristicile termofizice ale peretelui s-au considerat constante. Nu se ține cont de termoconductivitatea radială și axială din fluid, iar scurgerea se consideră ca trecând printr-o vergea cu miez (nu atinge marginile). Se introduce temperatura medie a peretelui  $\bar{t}$  în aproximație parabolică.

Coeeficientul schimbului termic raportat la temperatura medie a peretelui se acceptă că nu depinde de temperatură.

Ținând seama de ipotezele enunțate se poate scrie:

$$\frac{\partial t_j}{\partial z} + w \frac{\partial t_j}{\partial x} = h (\bar{t} - t_j) \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial \bar{t}}{\partial z} = H (t_j - t_p) \quad (3.10)$$

$$t_j = f(z) \text{ pentru } x = 0 \quad (3.11)$$

în care:

$$h = \frac{\alpha'' F}{f_j c_j \nu_j} ; \quad H = \frac{\alpha'' F}{f_t c_t \nu_t} ;$$

$$\alpha'' = \left[ \frac{1}{\alpha} + \frac{\delta}{3\alpha'} \right]^{-1}$$

Introducînd variabilele

$$\xi = -\frac{hx}{w} ; \quad \eta = H \left[ z - \frac{x}{w} \right]$$

se obține:

$$\frac{\partial t_j}{\partial \xi} = \bar{t} - t_j \quad (3.12)$$

$$\frac{\partial \bar{t}}{\partial \eta} = -(\bar{t} - t_j) \quad (3.13)$$

Folosind transformările Laplace, autorul găsește soluția pentru temperatura fluidului și peretelui în cazul unei legi arbitrare de variație a temperaturii la intrarea fluidului în tub.

Din expresia generală rezultă soluția pentru variația lineară, exponențială, în trepte și sinusoidală a temperaturii fluidului în secțiunea  $x = 0$ . În particular, în cazul saltului de temperatură la intrare, temperatura peretelui și a fluidului sînt

respectiv egale cu:

$$\bar{T} = \Delta t_j \varphi_1 e^{-\xi} \quad (3.14)$$

$$t_j = \Delta t_j \exp(-\xi) [\varphi_1 + \exp(-\eta) I_0(2\sqrt{\xi\eta})] \quad (3.15)$$

$$\varphi_1 = \exp(-\xi) - \exp(-\eta) \sum_{n=0}^{\infty} (\sqrt{\eta/\xi})^n I_n(2\sqrt{\xi\eta}) \quad (3.16)$$

pentru  $\eta/\xi > 1$ ,

$$\varphi = \exp(-\eta) \sum_{n=1}^{\infty} (\sqrt{\eta/\xi})^n I_n(2\sqrt{\xi\eta}) \quad (3.17)$$

La variația condițiilor pe peretele canalului după o lege exponențială  $Nu_{nest}$ . crește nelimitat cu timpul.

În [30] autorii iau în considerare curgerea unui fluid necompresibil într-un tub la o variație în timp și de-a lungul axei, a temperaturii tubului. Se consideră că raportul diferenței razelor tubului față de raza interioară e foarte mic, viteza fluidului e constantă în timp și în secțiune, capacitatea calorică a unității de volum a fluidului în comparație cu capacitatea calorică a peretelui se poate neglija, lucru ce se observă din tabelul 3.1, în special pentru combinația aer - oțel inoxidabil.

Tabel 3.1

Substanța	$C_p$ $\frac{KJ}{kg, ^\circ C}$	$\lambda$ $\frac{W}{m ^\circ C}$	$\rho$ $\frac{kg}{m^3}$	$a$ $\frac{m^2}{h}$	$C_p \rho$ $\frac{KJ}{m^3, ^\circ C}$	$\frac{C_p \rho \text{ subst.}}{C_p \rho \text{ aer}}$	$\frac{C_p \rho \text{ subst.}}{C_p \rho \text{ apă}}$
aer	1,005	0,0245	1,29	0,068	1,255	1,00	0,00031
apă	4,186	0,6060	1,00	0,0005	4186	3230	1,00
cupru	0,385	375	8950	0,40	3438	2650	0,82
oțel 1x18H9T	0,502	16,1	7900	0,0145	3980	3060	0,95

În continuare se evidențiază variația temperaturii peretelui în raport cu raza  $t_T(x; r; \xi)$ , iar coeficientul de schimb de căldură ca și în [29], se ia constant. În exteriorul



tubului are loc un schimb de căldură cu un coeficient  $\alpha_1$ .

Ecuatiile energiei pentru fluxul de fluid și conductivitatea termică au respectiv valorile:

$$G C_p \frac{\partial t_j}{\partial x} + \rho C_p \frac{\partial t_j}{\partial z} - \lambda_f \frac{\partial^2 t_j}{\partial x^2} = - [t_j - t_t] \frac{2 \alpha}{t} \quad (3.18)$$

$$\frac{\partial^2 t_t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial t_t}{\partial r} + \frac{\partial^2 t_t}{\partial x^2} = \frac{\rho C_p}{\lambda} \cdot \frac{\partial t_t}{\partial z} \quad (3.19)$$

Ecuatiile (3.18) și (3.19) se pot aduce la o formă adimensională, introducînd noi variabile  $t_{ext.}$  = temperatura mediului exterior  $t_{int.}$  = temperatura fluidului din interiorul tubului.

$$T_t = \frac{t_t - t_{ext.}}{t_{int.} - t_{ext.}} ; T_j = \frac{t_j - t_{ext.}}{t_{int.} - t_{ext.}} ;$$

$$\eta = \frac{r}{R} ; \xi = \frac{2 \alpha x}{R G C_p}$$

Simplificînd ecuațiile cu ajutorul ipotezelor admise, se obține :

$$\frac{\partial^2 T_t}{\partial \eta^2} + \frac{1}{\eta} \cdot \frac{\partial T_t}{\partial \eta} = \frac{\partial T_t}{\partial Fo} \quad (3.20)$$

$$\frac{\partial T_j}{\partial \xi} + T_i = T_t \quad (3.21)$$

În momentul inițial de timp, temperatura fluidului la intrare în tub, variază în salturi față de temperatura mediului exterior  $t_{ext.}$ , pînă la valoarea  $t_{int.}$

Condițiile limită se determină prin expresia:

$$T_j (0; Fo) = 1$$

$$-\frac{\lambda}{R \alpha} \left( \frac{\partial T_t}{\partial \eta} \right)_{\eta=1} = T_j - T_t, \eta = 1 \quad (3.22)$$

$$-\frac{\lambda}{R \alpha_1} \left( \frac{\partial T_t}{\partial \eta} \right)_{\eta=1+a} = T_t, \eta = 1+a$$

Folosind transformările Laplace se găsește mai întîi soluția pentru ecuația (3.20). La găsirea transformării inverse

se folosesc condițiile  $a \ll 1$ .

Soluțiile pentru suprafața interioară a tubului și a fluxului de fluid au forma:

$$T(t, \eta = 1) = L' \left[ \exp \left[ - (A + 1)z - L\xi \right] \cdot I_0 \left( 2\sqrt{L\xi z} \right) + \right. \\ \left. + B' \int_0^z \exp \left[ - (A + 1)z - L\xi \right] \cdot I_0 \left( 2\sqrt{L\xi z} \right) dz \right] \quad (3.23)$$

$$T_j = \exp \left[ - (A + 1)z - L\xi \right] \cdot I_0 \left( 2\sqrt{L\xi z} \right) + \\ + B \int_0^z \exp \left[ - (A + 1)z - L\xi \right] \cdot I_0 \left( 2\sqrt{L\xi z} \right) dz \quad (3.24)$$

în care:  $L$ ;  $L'$ ;  $B$  și  $B'$  sînt constante.

În lucrare se demonstrează că soluțiile obținute se reduc la dependențele cunoscute, obișnuite, în ipoteza unei termocconductivități infinite a peretelui. Calculele au arătat că pentru condiții nestaționare ale schimbului de căldură, în tubul din inox apare o cădere considerabilă de temperatură. Vitezele variației de temperatură de pe suprafața interioară și exterioară sînt mult diferite. Rezultatele lucrării confirmă necesitatea evidențierii influenței grosimii și caracteristicilor termofizice ale peretelui, în schimbul de căldură nestaționar prin conductivitate în perete.

O serie întreagă de soluții ale problemelor privind schimbul termic nestaționar într-un canal sau tub, încearcă foarte mulți autori, în ipoteza unui coeficient de schimb de căldură constant și a evidențierii aproximative în unele cazuri a conductivității termice nestaționare a peretelui, folosind metoda conjugată expusă mai înainte. Dar nu este suficient să se cerceteze doar distribuția parametrilor schimbului termic în stratul limită, înlocuind procesele ce au loc în perete cu condițiile limită și nu se ajunge la soluții îmbunătățite nici în cazul că drept condiții limită se folosesc valorile constante  $tp$ ;  $q$ ;  $\infty$ ;  $a$ , ci numai folosind dependența coeficientului de schimb de căldură în funcție de timp.

În [21] și [22] autorii consideră schimbul de căldură nestaționar al unei porțiuni de tub dreptunghiular cu flux laminar de fluid. Caracterul nestaționar al procesului este condiționat de răcirăa porțiunii de tub și în plus se evidențiază distribuția temperaturii pe grosimea lui. În momentul de timp inițial,

temperatura peretelui (constantă în raport cu grosimea) diferă de temperatura curentului de fluid.

În rezolvarea problemei sînt folosite cîteva ipoteze și anume: variația de presiune și temperatură ale curentului de fluid sînt constante, distribuția vitezelor se consideră nedepinzînd de timp, se consideră transmiterea unidimensională (variația parametrilor esențiali are loc numai transversal fluxului de fluid), ceea ce este valabil numai pentru valorile medii ale parametrilor de pe o porțiune mică a tubului, în loc de distribuția vitezei în raport cu  $y$ , se introduce valoarea efectivă a vitezei.

Pornind de la ecuația energiei fluxului de fluid și a conductivității termice a peretelui:

$$\frac{\partial t_j}{\partial z} + w \frac{\partial t_j}{\partial x} + a_j \frac{\partial^2 t_j}{\partial y^2} \quad \text{și} \quad (3.25)$$

$$\frac{\partial t_p}{\partial z} = a_p \left( \frac{\partial^2 t_p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t_p}{\partial y^2} \right) \quad (3.26)$$

și considerînd că pe porțiunea tubului între 0 și 1 ( $0 \leq x \leq 1$ ) are loc un transfer de căldură, pentru  $y = 0$ , adică pentru

$$t_p = t_j \quad \text{și} \quad \lambda_j \left( \frac{\partial t_j}{\partial y} \right)_{y=+0} = \lambda_p \left( \frac{\partial t_p}{\partial y} \right)_{y=-0}$$

putem scrie:

$$\frac{\partial \bar{t}_j}{\partial z} + We \frac{1}{l} \bar{t}_j = a_j \frac{\partial^2 \bar{t}_j}{\partial y^2} \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial \bar{t}_p}{\partial z} = a_p \frac{\partial^2 \bar{t}_p}{\partial y^2} \quad (3.28)$$

Introducînd variabilele independente adimensionale:

$$\xi = \frac{We}{l} z \quad \text{și} \quad \eta = \sqrt{\frac{We}{a_j l}} y \quad \text{și}$$

notînd cu  $T(\xi)$  temperatura adimensională, obținem:

$$\Psi(\xi) = \left( \frac{\partial t_p}{\partial \eta} \right)_{\eta=-0} = \frac{1}{k\lambda} \left( \frac{\partial t_j}{\partial \eta} \right)_{\eta=+0} \quad (3.29)$$

care este de fapt fluxul termic adimensional pe suprafața de separație.

Ca rezultat al rezolvării simultane a ecuației conductivi-

tății termice a peretelui și a energiei fluxului termic de fluid cu evidențierea condițiilor limită pentru sistem în ansamblu, s-a obținut în particular următoarea dependență pentru fluxul termic specific prin suprafața schimbului de căldură la valori mari ale lui:

$$q(\tau) \approx \lambda_{jt_0} \sqrt{\frac{Pe}{d_l}} \exp \left[ - \lambda_j \sqrt{\frac{Pe}{d_l}} \cdot \frac{\tau}{(C_p \rho)_p \delta} \right] \quad (3.30)$$

Din dependența găsită rezultă că asupra intensității schimbului de căldură nestaționar, influențează, în afară de parametrii schimbului termic ( $Re$ ;  $Pr$ ; dimensiunile caracteristice -  $d$ ), obișnuiți pentru cazul staționar și parametrii materialului peretelui  $(C_p \rho)_p$ , grosimea lui  $\delta$  și temperatura inițială  $t_0$ . Fluxul termic și temperatura suprafeței în acest caz sînt o funcție exponențială de timp. Influența dimensiunii  $\delta$  și a parametrului  $C_p \rho$  asupra intensității schimbului termic nestaționar diferă, la aceeași valoare a criteriului  $Bi$ , de dependența analoagă obținută pentru  $\alpha = \text{const}$ . În funcție de grosimea și genul materialului peretelui în momente de timp și condiții hidrodinamice identice, modul de distribuție a temperaturii în perete în condiții staționare și nestaționare ale schimbului de căldură sînt mult diferite. Prin urmare gradientul de temperatură de pe suprafață și fluxul termic vor fi diferite.

Deosebiri fundamentale între schimbul staționar și nestaționar, abordarea cea mai generală a rezolvării problemei schimbului de căldură nestaționar la curgerea fluidului prin tub, constau în considerarea simultană, așa cum s-a mai arătat, a ecuației energiei fluxului termic din fluid și ecuației conductivității termice pentru peretele tubului și folosirea drept condiții conjugate a condițiilor limită de speța IV [21] ; [22] ; [17] .

Din punct de vedere matematic, problema pentru curgerea laminară a fluidului într-un tub cu secțiune circulară, fără evidențierea disipării energiei, a fost formulată astfel [21] ;

[22] :

$$\frac{\partial t_j}{\partial \tau} + u \frac{\partial t_j}{\partial x} = \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( \lambda_p + r \frac{\partial t_j}{\partial r} \right) \quad (3.31)$$

$$\frac{\partial t_p}{\partial \tau} = a_p \left[ \frac{\partial^2 t_p}{\partial x^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial t_p}{\partial r} \right) \right] \quad (3.32)$$

Pe granița de separare a celor 2 medii se iau egale fluxurile termice și temperaturile:

$$\lambda_j \left( \frac{\partial t_j}{\partial r} \right)_R = \lambda_p \left( \frac{\partial t_p}{\partial r} \right)_R \quad \text{și}$$

$$t_j = t_p \quad (3.33)$$

Afară de aceasta s-a definit distribuția arbitrară a temperaturii în raport cu  $r$  la intrare și a suprafeței exterioare a tubului ( $t_1$ ). Sursarea fluidului se consideră stabilizată și folosind noile variabile  $\xi = \frac{x}{R}$ ;  $\eta = \frac{r}{R}$ ;  $Fo = \frac{a \tau}{R^2}$ ;

$T = \frac{t - t_0}{t_1 - t_0}$  ecuațiile (3.38) la (3.40) se pot aduce la forma adimensională. Problema se rezolvă cu ajutorul transformărilor Laplace raportat la timp și după principiul suprapunerii în raport cu variabila:

Expresia găsită pentru câmpul termic din fluid [17]; [21]; [22] are forma:

$$\begin{aligned} t_j(\xi; \eta; Fo) = & t(\infty; \eta; Fo) - 1 + \\ & + r \sum_{n=1}^{\infty} B_{nl} \exp\left(-\frac{\beta_{nl}^2 \xi}{Pe}\right) \int_0^1 \left\{ 2 \theta_{1j}(\eta; \eta_1; Fo) - \right. \\ & - t_1(\eta_1; 0) \theta_{1j}(\eta; \eta_1; Fo) - \int_0^{Fo} \theta_{1j}(\eta; \eta_1; Fo_1) + \\ & + t_1(\eta; Fo - Fo_1) dFo_1 \quad d\eta_1 + \frac{2}{Pe(t_1 - t_0)} \sum_{n=1}^{\infty} \beta_{nl}^3 x \\ & \times \int_0^1 d\eta_1 \left\{ \int_0^{\xi} \exp\left[-\beta_{nl}^2 (Fo - Fo_1)\right] \int_0^{Fo} \theta_{1j}(\eta; \eta_1; Fo_1) x \right. \\ & \left. \left. \times \left[ x_1(\xi; Fo - Fo_1) - x_1(\infty; Fo - Fo_1) \right] \right\} dFo_1 d\xi_1 \quad (3.34) \end{aligned}$$

Din tot materialul consultat am putut trage concluzia că până în prezent nu s-a pus problema complexă care ne interesează pe noi în fond și nu s-au făcut încă măsurători pe stații pilot de natura celei pe care am efectuat noi măsurătorile. Toate cazurile

studiate din literatură tratau probleme idealizate cu unele simplificări ale proceselor termice și cu inițializarea unor condiții mai mult sau mai puțin apropiate de situațiile ce se întâmplă în mod practic.

În lucrările practice consultate s-au studiat problemele de conductivitate termică a plăcilor nelimitate cu un coeficient constant al schimbului de căldură cu fluxul de fluid. Distribuția inițială a temperaturii s-a considerat definită de o funcție oarecare  $t(x; 0) = f(x)$ ; în particular s-a considerat cazul unei temperaturi inițiale constante, placa plasată într-un mediu cu temperaturi constante ce satisfac relația  $t_j > t_0$ . Autorii consultați conchid că odată cu creșterea grosimii plăcii, coeficientul de schimb de căldură nestaționar crește, din următoarele cauze:

La calculele prin metoda intervalelor succesive s-a folosit condiția  $Fo \geq 0,5$  ceea ce pentru modele foarte lungi duce la necesitatea ca la trasarea curbelor de temperatură să se descompună procesul în intervale de timp de 20 - 30 secunde, calculul fiind un singur punct pentru acest interval și anume valorile mediei, altfel se poate ajunge la erori mari îndeosebi pentru primele intervale, unde variația fluxului termic este foarte mare.

Sînt posibile anumite erori și în rezultatele de determinare a fluxului termic în perioada de timp inițială condiționat de faptul că la variații considerabile ale temperaturii și fluxului termic pe suprafață, variațiile de temperatură la depărtare de suprafață vor fi relativ mici, în special în cazul unei grosimi mari a peretelui.

În procesul de încălzire (răcire) odată cu micșorarea vitezei de variație a temperaturii, trebuie să apară un interval de timp de la care încolo încălzirea (răcirea) devine cvasistaționară. În unele lucrări [51]; [52] se arată că acest proces cvasistaționar a survenit după 5 - 15", sau procesul a fost cvasistaționar chiar de la început, însă într-un fel sau altul el a apărut în mod inevitabil. Aceasta, spunem noi, întrucît modelele pe care s-au făcut măsurătorile aveau dimensiuni mici și grosimi de perete de ordinul zecimilor de milimetru.

Dacă se compară dependențele temperaturilor suprafeței de timp  $tp_{1...3} = f(\tau)$  la 2 rezervoare sferice din același material, dar de grosimi diferite, atunci pentru unul și același moment de timp  $\tau$ , vitezele de variație a temperaturilor în timp vor fi diferite la cele 2 sfere, ceea ce provoacă o rămînere în urmă a tem-

peraturii în fluid, de gradient diferit. Aceasta duce după sine la valori diferite ale fluxului termic și coeficientului de schimb de căldură. În plus, la creșterea lui  $\delta$  și  $C_p \rho$ , se încetinește viteza de creștere a temperaturii suprafeței în perioada inițială de timp (fig. 3.2.) și se micșorează  $q_{nest}$ ,  $q_{st}$  și  $Nu_{nest}$ ,  $Nu_{st}$  (fig. 3.3.).

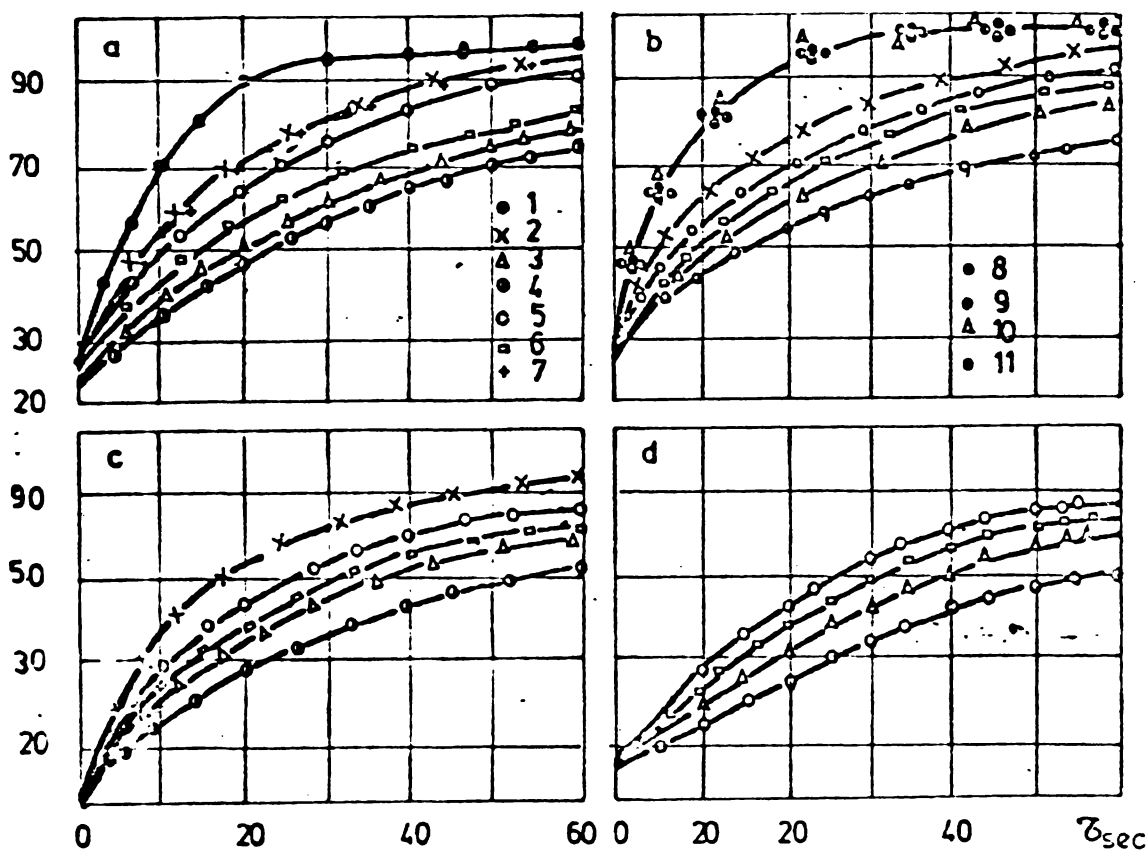


Fig. 3.2. Dependența temperaturii peretelui modelului  $t_{st}^{\circ C}$  de timpul  $\tau$  sec. după [17] a -  $r = r_2$ ; b -  $r = 5$  mm de la suprafața schimbului de căldură. c -  $r = 15$  mm; d -  $r = 25$  mm  
1 - cupru,  $\delta = 0,005$  m; 2 -  $0,015$  m; 3 -  $0,025$  m; 4 -  $0,05$  m; 5 - aluminiu;  $\delta = 0,025$  m; 6 - alamă;  $\delta = 0,025$  m; 7 - valorile temperaturii măsurate la o distanță de 1 mm de la suprafață; 8 - 11 valorile temperaturii peretelui măsurate într-un singur punct în experiențe diferite.

Această concluzie calitativă concordă cu rezultatele cantitative obținute de [17] (fig. 3.3).

Un raționament analog duce la concluzia care concordă cu datele experimentale și constă în aceea că odată cu creșterea timpului,  $Nu_{nest}$ ,  $Nu_{st}$  trebuie să se micșoreze, tinzând spre unitate.

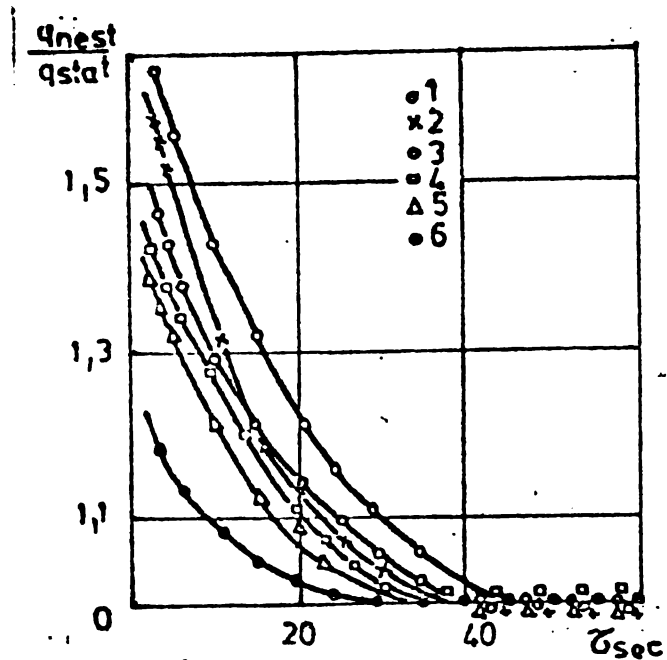


Fig. 3.3. Dependența relațiilor fluxurilor termice de la suprafața sferei în condițiile staționare și nestaționare, în funcție de timp după [17]  
1 = cupru;  $\delta = 5$  mm; 2 - 15 mm; 3 = aluminiu;  
 $\delta = 25$  mm; 4 = alamă;  $\delta = 25$  mm; 5 = cupru;  
 $\delta = 25$  mm; 6 - 50 mm.

În acest fel, în procesul de încălzire (răcire) a corpurilor trebuie să survină un moment ce corespunde unei anumite viteze de variație a temperaturii suprafeței, după care coeficientul de schimb de căldură rămâne constant și egal cu valoarea lui cvasistaționară.

Concluziile mai importante trase de diverși cercetători care au studiat pe modele, fenomene nestaționare s-au adunat într-un tablou sinoptic (tabelul 2.3).



TABEL SINOPTIC CU  
 REZULTATELE EXPERIMENTALE ALE DIVERSILOR  
 CERETATORI

Forma, materialul și dimensiunile modelului studiat	Mediul, parametrii fluxului (mediului)	Procedul de creere a condițiilor nestationare	Concluzii	Bibliografie
1	2	3	4	5
porțiunea de perete a tubului cu secțiunea dreptunghiulară $d_{m10}$ ; $\lambda$ mare	apă, W	răcire	$q_{nest.} = f(\tau; R; C_p \rho)$ .	[21]
Placă, corp axisimetric  secțiunea dintr-o placă ( $d = 15$ mm; $R = 10$ ; $50$ ; $75$ ; $100$ mm) cupru, Al Zn; AC	$Pr = 0,01 - 100$  apă $t_j = 74^\circ C$	variația gradată a lui $q_{st}$ și $t_{st}$	$\frac{q_{nest.}}{q_{st.}} = f\left(\frac{W \tau}{R Pr}\right)$	[38]
cilindru $d = 2,6 \sim 8,4$ mm	aer $t_j = 70-80^\circ C$ $W = 1 - 8$ m/sec	încălzire	$d_{nest.} = f(\tau; C_p \rho; R)$  pînă la valorile $\frac{W \tau}{R}$ 10 - 12 regim nestationar	[17]  [37]

1	2	3	4	5
<p>placă de nicrom</p> <p>cilindru ou <math>d = 36</math> mm;  <math>l = 192</math> mm duraluminiu</p> <p>tub <math>d_{ext} = 8,1</math> mm  <math>d_{int} = 5,9</math> mm;  <math>l = 450</math> mm</p>	<p>aer  <math>W = 4,7 \sim 5,9</math>                      m/sec.</p> <p>aer <math>Re =</math>  <math>= (1-5) 10^4</math></p> <p>apă  <math>t_j = 10 - 80^\circ C</math>  <math>Re = (1,6 \sim 4) 10^4</math></p>	<p>variația treptată a energiei electrice aplicată</p> <p>răcire</p> <p>variația agentului purtător de căldură la intrarea în tub</p>	<p>La valorile mici ale căldurii specifice sînt posibile variații de la regimurile ovasistaționare</p> <p><math>Nu_{nest.} = f(\tau)</math></p> <p>coeficientul de schimb de căldură dependent de proprietățile căldurii experimentale</p>	<p>[39]</p> <p>[34]</p> <p>[32]</p>
<p>tub din oțel inox și material termoizolant  <math>d = 0,04</math> m. <math>R = 0,32</math> m</p>	<p>aer</p> <p>aer  <math>Re = (1,5 \sim 2) 10^2</math></p>	<p>încălzire cu aer ce trece prin tub</p> <p>răcire</p>	<p>Distribuția temperaturii peretelui tubului, depinde de timp și de grosimea peretelui</p> <p>Nu se constată dependența numărului Nu de <math>\tau</math></p>	<p>[30]</p> <p>[40]</p>
<p>sferă <math>d = 20; 40; 50</math> mm                      din oțel</p> <p>Sferă <math>d = 4; 6; 25; 76</math> mm                      oțel, alamă</p>	<p>aer  <math>W = 2,5 - 25</math> m/sec</p>	<p>răcire</p>	<p>Nu se constată dependența numărului Nu de <math>\tau</math></p>	<p>[22]</p>

1	2	3	4	5
<p>Sferă <math>d=30;60;50;80</math> mm                      oupru, plumb, oțel, staniu                      zinc, alamă, aluminiu</p>	<p>aer  <math>W = 10-50</math> m/sec  <math>t_j = 20 - 30^\circ C</math></p>	<p>răcire</p>	<p>Procesul schimbului de                      căldură este ovasista-                      ționar</p>	<p>[36]</p>
<p>tub <math>d = 5,4</math> mm  <math>\delta = 0,3</math> mm din oțel</p>	<p>aer  <math>Re = 1,8 \times 10^4</math>                      la <math>Re = 2,9 \times 10^5</math></p>	<p>variația lui  <math>q_{gt}</math> și al con-                      sumului de gaz</p>	$\frac{Nu_{nest.}}{Nu_{st.}} = f \left( K_T; K_G; \frac{tW}{t_a} \right)$	<p>[33]</p>
<p>secțiune în placă  <math>d = 10</math> mm <math>\delta = 5;25;50</math> mm                      din oupru, staniu,                      aluminiu</p>	<p>apă  <math>t_j = 97^\circ C</math></p>	<p>încălzire</p>	$\alpha_{nest.} = f(\tau; \delta; \sigma_{pp})$	<p>[41]</p>
<p>Sferă <math>d = 100</math> mm  <math>\delta = 5;15;25;50</math> mm din                      oupru, alamă, aluminiu</p>	<p>apă  <math>t_j = 97^\circ C</math></p>	<p>încălzire</p>	$\frac{Nu_{nest.}}{Nu_{st.}} = f(\tau; \delta; \sigma_{pp})$	<p>[42]</p>
<p>Secțiune prin placă                      de oupru cu  <math>\delta = 2,5; 5; 10</math> mm</p>	<p>gaze de tempe-                      ratură înaltă  <math>t_j = 6000^\circ K</math></p>	<p>încălzire</p>	<p>Nu se observă dependența                      fluxului termic de <math>\tau</math>.</p>	<p>[43]</p>

Din cele expuse în prezentul capitol, s-au extras din bibliografia consultată, numai problemele care interesau subiectul tezei, pentru a avea o vedere de ansamblu atât în ceea ce privește felul cum s-au pus problemele teoretice de schimb nestaționar de căldură, cât și în ceea ce privește felul cum s-au făcut măsurătorile și rezultatele la care s-a ajuns.

Putem afirma că din toată bibliografia consultată nu am putut găsi, așa cum vom mai arăta, tratarea unei probleme similare atât de complexă ca aceea ce se va trata în prezenta lucrare.

Problemele tratate de autorii consultați reprezintă niște cazuri particulare de schimb de căldură nestaționar. Soluționarea problemelor s-a făcut prin folosirea unor ecuații diferențiale neintegrabile decât în anumite ipoteze simplificatoare, care nu se pot generaliza.

Din teoriile și relațiile expuse mai înainte am putut însă desprinde care sînt factorii fizici, geometrici și funcționali care influențează schimbul de căldură în regim nestaționar între un fluid cald și un perete.

Cap. IV. METODA FOLOSITA PENTRU CALCULUL  
TERMIC DE DETENSIONARE A COLOA-  
NELOR CHIMICE

Tratamentul termic de detensionare a sudurilor la coloanele chimice trebuie să urmărească, așa cum s-a mai arătat, curba de încălzire - răcire prescrisă de tehnologul sudor.

Pentru detensionarea coloanelor chimice de cocsare, diagrama de încălzire - răcire controlată a fost determinată de catedra de utilaj și tehnologia sudurii din I.P. Timișoara și este redată în fig. 4.1.

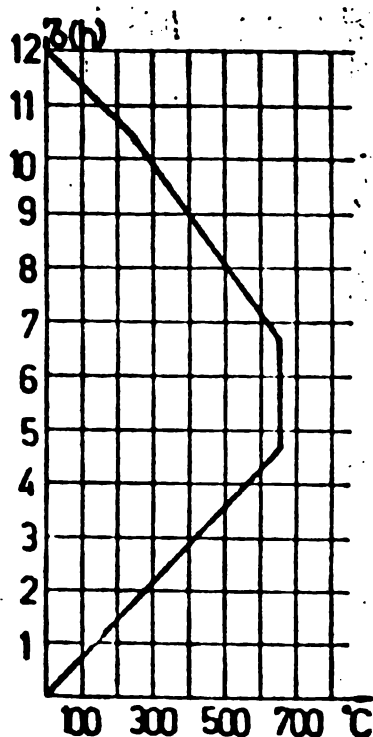


Fig.4.1. Diagrama de încălzire - răcire controlată pentru tratamentul termic al detensionării coloanelor de cocsare.

Tratamentul termic constă în încălzirea mantalei coloanei la o temperatură cuprinsă între 600 și 700 °C, menținerea temperaturii de detensionare timp de 70 - 110 minute și răcirea controlată până la 250 - 300 °C, după care urmează o răcire liberă până la temperatura ambiantă. Menținerea temperaturii de detensionare se impune întrucât când pe primul tronson (0 - 1) m se ajunge la temperatura de 700 °C, suficientă pentru procesul termic de detensionare, pe ultimul tronson (n-1 ~ n) m se obține o tem-

peratură mult mai scăzută. În timpul menținerii temperaturii de detensionare, se urmărește pe cât posibil, egalizarea temperaturilor în întreaga masă a metalului, sau realizarea unei variații de temperatură cât mai mică. Această menținere de temperatură este necesară și pentru încheierea proceselor structurale ale materialului. Menținerea temperaturii se poate realiza prin menținerea temperaturii de intrare a gazelor calde în coloană la aceeași

temperatură  $tg_1/n$  după atingerea temperaturii de palier de  $700^{\circ}C$  pe primul tronson de coloană, când schimbul de căldură pe acest tronson devine ovasistaționar și pe măsură ce trece timpul, menținând  $tg_1/n$ , se ajunge la regimuri ovasistaționare și pe celelalte tronsoane ( $tg_1/n$  reprezentând temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru în ultima fază de încălzire controlată, când se ajunge la temperatura de palier).

Pentru încălzirea coloanei se adoptă soluția de introducere, prin partea inferioară a acesteia, a unui debit de gaze calde, care parcurgând cilindrul în sensul axial, ies prin partea superioară a acestuia, cedând căldura mantalei metalice. Cilindrul metalic al coloanei este izolat la exterior cu vată din zgură.

Gazele calde se produc într-o instalație, care se va descrie în cap. Vi și rezultă din amestecul cu aer a gazelor de ardere obținute prin arderea gazului metan într-un focar special.

Analizând fenomenele termice ce se petrec în coloana chimică, precum și în masa materialului coloanei și izolației, se observă că acestea se produc în regim nestaționar, ca de altfel mai toate fenomenele termice, regim de care trebuie să ținem cont, fiind vorba de o încălzire și răcire controlată după o curbă ce trebuie respectată cât mai riguros posibil.

Intrucât caracterul schimbului de căldură nestaționar și în special în cazul nostru, este de așa natură că nu se pot cunoaște dinainte toate condițiile limită pe care să le impunem la integrarea ecuațiilor diferențiale ale schimbului de căldură nestaționar, ci acestea se află însăși ca rezultat al rezolvării problemei, fiind foarte multe și dificil de introdus în calculul integral prin serii Fourier, pentru scrierea ecuațiilor de bilanț după care să se calculeze transferurile de căldură și creșterile de entalpii ale materialelor (a metalului în special și a izolației), care ne interesează în final pentru rezolvarea problemei, am procedat astfel:

- Am extras din bibliografie rezolvări ale ecuațiilor diferențiale ale fluxurilor de fluide și ale conductivității, care s-au dat pentru cazuri similare, fie ele chiar separat constituite (convecție, radiație, conducție - întrucât rezolvări pentru schimburi complexe nu s-au dat încă), văzînd ce condiții de integrare s-au folosit, pentru a le prelua pe cele mai adecvate cazului nostru și a vedea ce condiții suplimentare trebuie să le mai punem pentru a ajunge ca relațiile de calcul să evedențieze cât mai aproape de adevăr, fenomenele ce se petrec în sistemul nostru.

- Am preluat acele soluții particulare - similare de integrare și anume ale conducției în regim variabil pentru corpurile solide (ce s-au aplicat la calculul fluxurilor de căldură ce se transmit prin conducție în masa materialelor și la calculul creș-

terii temperaturii materialelor respective), precum și ale ecuațiilor trecerii combinate cu coeficienți globali de trecere prin convecție și radiație de la fluidul cald din interiorul unui cilindru, la fața interioară a acestuia ( $\alpha_i$ ) și de la fața exterioară a izolației la mediul ambiant ( $\alpha_e$ ) și le-am impus condiții suplimentare de timp și de contur, necesare scrierii formulelor de calcul ale bilanțului termic ce definește procesul termic de încălzire - răcire a coloanei chimice de coocare, în vederea detensionării sudurilor.

- Am considerat acțiunea simultan conjugată a conducției termice pentru masa materialelor solide și creșterea entalpiei acestora, cu transferul de căldură de la fluidul interior la corpul solid, respectiv de la corpul solid la fluidul ambiant cu coeficienții globali  $\alpha_i$  și  $\alpha_e$ , care definesc schimbul global de căldură prin convecție și radiație.

- Am considerat variația parametrilor fizici, precum și a coeficienților de schimb de căldură ( $\lambda$  și  $\alpha$ ), de care depind transferurile de căldură, în salturi pe intervale mici în spațiu și timp, în schimbul bidimensional față de dimensiunile coloanei chimice (grosimea pereților pentru transferul prin convecție + radiație și apoi conducție după direcția radială  $x$  și din 10 în 10 cm pentru direcția axială  $y$ , ajungându-se ca elementele de lungime și grosime să fie  $y = 10$  cm și  $\Delta x = \delta$ ), introducându-se valoarea efectivă a acestora la jumătatea distanțelor de calcul, deci la mijlocul intervalelor, funcție de temperaturile medii în aceste puncte, calculate cu temperaturile medii ale fețelor interioare și exterioare ale cilindrilor de metal și izolație și de la intrarea și ieșirea din elementul de volum pentru direcția  $y$ , în intervalul de timp  $\Delta \tau$ , care s-a considerat restrâns la 12 secunde. Aceste valori pentru  $\Delta y$  și  $\Delta \tau$  au rezultat din aplicarea metodei diferențelor finite, considerând  $\Delta x = \delta = \text{constant}$ .

- Pentru calculul elementelor medii la mijlocul intervalelor de lungime și grosime și la intervalul mediu de timp (timpul înjumătățit), am utilizat o metodă numerică de calcul (originală după cât se cunoaște), combinată din metoda diferențelor finite cu metoda bilanțurilor elementare, folosind și calculul iterativ, în sensul că, în primă aproximație pentru intervalul de spațiu se admit ca elemente medii, elementele corespunzătoare din secțiunile de intrare în spațiul respectiv, iar pentru intervalul de timp, elementele corespunzătoare timpului de ieșire din porțiunea anterioară și cu care se determină elementele de ieșire din spațiul respectiv. Cu aceste din urmă valori se calculează elementele medii

pentru spațiul și timpul considerate și prin calcul iterativ se repetă operațiunile pînă se obțin diferențe de rezultate ce nu mai pot influența (în mod practic), calculul ulterior.

- În calculul numeric executat se asociază saltul în spațiu cu saltul în timp pentru fiecare punct pentru care se calculează temperaturile pereților.

Ținînd cont de condițiile și metoda arătată mai înainte, combinînd elementele curgerii gazelor calde în lungul cilindrului, care dispun de o energie termică pe care o pot ceda, cu transferul prin conducție, pe direcția  $x$ , în masa metalului și creșterea entalpiei metalului, în continuare prin conducție în masa izolației în aceeași direcție  $x$  și creșterea entalpiei izolației și în final cu trecerea globală (prin convecție și radiație) spre mediul ambiant, se poate scrie următoarea ecuație de bilanț:

$$\begin{aligned} & \frac{\pi D^2}{4} W_{g_m} C_{p_{g_m}} (t_{g_1} - t_{g_2}) \Delta \tau = \\ & = \pi (D + \delta) \delta \cdot H \cdot \rho_m \cdot C_m \left[ (t_{p_m})_{\tau} + \Delta \tau - (t_{p_m})_{\tau} \right] + \\ & + \pi (D + 2\delta + \delta_{iz}) \delta_{iz} \cdot H \cdot \rho_{iz} C_{iz} \left[ (t_{p_{iz}})_{\tau} + \Delta \tau - (t_{p_{iz}})_{\tau} \right] + \\ & + \pi (D + 2\delta + 2\delta_{iz}) \delta \cdot H \cdot \frac{\alpha_e}{3600} \left[ t_{p_{ext.}} - t_a \right] \Delta \tau \end{aligned} \quad (4.1)$$

în care:

$$(t_{p_m})_{\tau} = \frac{1}{2} \left[ (t_{p_1})_{\tau} + (t_{p_2})_{\tau} \right]$$

$$(t_{p_m})_{\tau} + \Delta \tau = \frac{1}{2} \left[ (t_{p_1})_{\tau} + \Delta \tau + (t_{p_2})_{\tau} + \Delta \tau \right]$$

$$(t_{p_{iz}})_{\tau} = \frac{1}{2} \left[ (t_{p_2})_{\tau} + (t_{p_3})_{\tau} \right]$$

$$(t_{p_{iz}})_{\tau} + \Delta \tau = \frac{1}{2} \left[ (t_{p_2})_{\tau} + \Delta \tau + (t_{p_3})_{\tau} + \Delta \tau \right]$$

$$t_{p_{ext.}} = \frac{1}{2} \left[ (t_{p_3})_{\tau} + (t_{p_3})_{\tau} + \Delta \tau \right] = t_{p_{3m}}$$

$D$  = diametrul interior al cilindrului metalic [m]

$\delta; \delta_{iz}$  = grosimea mantalei metalice, respectiv a izolației [m]

$\rho_m; \rho_{iz}$  = densitatea metalului, respectiv a izolației [kg/m<sup>3</sup>]

$C_m; C_{iz}$  = căldura specifică medie a metalului, respectiv a izolației [KJ/Kg, °K].

Primul termen al ecuației (4.1) exprimă cantitatea de căldură pe care o cedează gazele calde, care intră în prima porțiune de cilindru cu temperatura  $t_{g_1}$ , răcindu-se la  $t_{g_2}$ , în intervalul de



timp  $\Delta z$  [sec] și care trebuie să fie egală cu cantitatea de căldură ce se înmagazinează în metal mărirându-i entalpia cu  $\Delta i_m$  și temperatura de la  $(tp_m)_z$  la  $(tp_m)_z + \Delta z$ , plus cantitatea de căldură ce se înmagazinează în izolație mărirându-i entalpia cu  $\Delta i_{iz}$  și temperatura de la  $(tp_{iz})_z$  la  $(tp_{iz})_z + \Delta z$ , plus cantitatea de căldură ce se pierde spre mediul ambiant cu coeficientul global de trecere  $\alpha_e$  [ $W/m^2, ^\circ K$ ] la temperatura ambiantă  $t_a$   $^\circ C$ .

Combinând aceleași elemente de curgere ale fluidului în direcția  $y$  cu energia lor disponibilă (cantitatea de căldură ce poate fi cedată de gazele calde), exprimată de primul termen al ecuației (4.1), cu transferul global al căldurii de la aceste gaze calde la fața interioară a cilindrului metalic cu suprafața  $\pi D H$ , putem scrie următoarea ecuație de bilanț:

$$\frac{\pi D^2}{4} W_{gm} \cdot C_{p_{gm}} (tg_1 - tg_2) \Delta z = \frac{\alpha_1}{3600} \cdot \pi D H [tg_m - tp_{1m}] \Delta z \quad (4.2)$$

în care:

$$tp_{1m} = \frac{1}{2} [(tp_1)_z + (tp_1)_z + \Delta z]$$

Termenul al doilea al ecuației (4.2) exprimă cantitatea de căldură schimbată global, cu un coeficient global de trecere al căldurii prin convecție și radiație  $\alpha_1$  de la gazele calde cu temperatura medie  $tg_m = \frac{1}{2} (tg_1 + tg_2)$  pe intervalul de lungime  $H$  [m] și în intervalul de timp  $\Delta z$ .

Făcînd în continuare bilanțul termic putem scrie:

$$\begin{aligned} & \frac{\alpha_1}{3600} \cdot \pi \cdot D \cdot H [tg_m - tp_{1m}] \Delta z = \\ & = \pi (D + \delta) \delta \cdot H \cdot \rho_m \cdot C_m [(tp_m)_z + \Delta z - (tp_m)_z] + \\ & + 2 \pi \cdot H \cdot \frac{\Delta z}{3600} \cdot \frac{\lambda_m}{\ln \frac{D + 2\delta}{D}} [tp_{1m} - tp_{2m}] \end{aligned} \quad (4.3)$$

fața exterioară a metalului cu temperatura medie  $tp_{2m}$  în același interval de timp  $\Delta\tau$ .

Continuând bilanțul spre exterior putem scrie:

$$\begin{aligned}
 & 2 \pi H \frac{\Delta\tau}{3600} \cdot \frac{\lambda_m}{D + 2\delta} \left[ tp_{1m} - tp_{2m} \right] = \\
 & = \pi (D + 2\delta + \delta_{iz}) \delta_{iz} \cdot H \cdot C_{iz} \cdot \rho_{iz} \left[ (tp_{iz})_{\tau + \Delta\tau} - (tp_{iz})_{\tau} \right] + \\
 & + 2 \pi H \frac{\Delta\tau}{3600} \cdot \frac{\lambda_{iz}}{D + 2\delta + 2\delta_{iz}} \left[ tp_{2m} - tp_{3m} \right] \quad (4.4)
 \end{aligned}$$

în care:

$$tp_{3m} = \frac{1}{2} \left[ (tp_3)_{\tau} + (tp_3)_{\tau + \Delta\tau} \right] = tp_{ext}.$$

Relația (4.4) este valabilă pentru cazul când temperatura de pe fața exterioară a metalului este egală cu cea de pe fața interioară a izolației, deci când metalul și vata sînt lipite intim între ele. Altfel, între izolație și metal se formează un strat intermediar de aer și deoarece aerul are un coeficient de conductivitate mic, în cazul general, cele două temperaturi nu vor fi egale. În cazul izolației cu vată de zgură, care are coeficientul de conductivitate apropiat de cel al aerului, stratul de aer ce ar exista între cele două fețe nu ar influența decît în mică măsură calculele. Totuși pentru un calcul mai corect, în cazul nostru, izolația se presează pe metal pentru un contact intim.

Termenul al doilea al ecuației (4.4) exprimă cantitatea de căldură înmagazinată în izolație și care face să-i crească entalpia cu  $\Delta i_{iz}$ , plus cantitatea de căldură ce se transmite pe direcția x (radială) prin conducție termică de la fața interioară a izolației cu temperatura medie  $tp_{2m}$ , la fața exterioară a acesteia cu temperatura medie  $tp_{3m}$  în același interval de timp  $\Delta\tau$ .

Și, ultima ecuație a bilanțului exprimă egalitatea între cantitatea de căldură ce se transmite prin conducție termică prin izolație și cantitatea de căldură ce poate trece cu un coeficient global de trecere  $\alpha_e$  prin convecție și radiație de la fața exterioară a izolației la mediul înconjurător cu temperatura constantă  $ta$  și anume:

$$2 \pi H \frac{\Delta\tau}{3600} \cdot \frac{\lambda_{iz}}{D + 2\delta + 2\delta_{iz}} \left[ tp_{2m} - tp_{3m} \right] =$$

$$= \pi (D + 2\delta + 2\delta_{iz}) \cdot H \cdot \frac{\alpha_e}{3600} [tp_{3m} - ta] \quad (4.5)$$

In ecuațiile (4.4) - (4.5), notînd cu:

$$A = \pi \cdot (D + 2\delta + 2\delta_{iz}) \cdot H \cdot \Delta z \cdot \frac{\alpha_e}{3600} \quad (4.6)$$

$$B = 2 \cdot \pi \cdot H \cdot \frac{\Delta z}{3600} \cdot \frac{\lambda_{iz}}{\ln \frac{D + 2\delta + 2\delta_{iz}}{D + 2\delta}} \quad (4.7)$$

$$C = \pi \cdot (D + 2\delta + \delta_{iz}) \cdot \delta_{iz} \cdot H \cdot \rho_{iz} \cdot C_{iz} \quad (4.8)$$

$$D = 2 \cdot \pi \cdot H \cdot \frac{\Delta z}{3600} \cdot \frac{\lambda_m}{\ln \frac{D + 2\delta}{D}} \quad (4.9)$$

$$E = \pi \cdot (D + \delta) \cdot \delta \cdot H \cdot \rho_m \cdot C_m \quad (4.10)$$

$$F = \frac{\alpha_i}{3600} \cdot \pi \cdot D \cdot H \cdot \Delta z \quad (4.11)$$

$$G = \frac{\pi D^2}{4} \cdot W_{gm} \cdot C_{p_{gm}} \cdot \Delta z \quad (4.12)$$

$$M = B (tp_2)_z - B (tp_3)_z + 2A \cdot ta - A (tp_3)_z \quad (4.13)$$

$$N = (B + C + D) - \frac{B(B - C)}{(A + B)} \quad (4.14)$$

$$K = D [(tp_1)_z - (tp_2)_z] + C [(tp_2)_z + (tp_3)_z] - B [(tp_2)_z - (tp_3)_z] + \frac{M(B - C)}{(A + B)} \quad (4.15)$$

$$L = F tg_1 - F(tp_1)_z + E(tp_1)_z + E(tp_2)_z - D (tp_1)_z + D (tp_2)_z + \frac{K(D - E)}{N} \quad (4.16)$$

$$Z = (D + E + F) - \frac{D(D - E)}{N} \quad (4.17)$$

Se pot scoate valorile temperaturii gazelor la ieșirea din tronson  $tg_2$ , precum și ale temperaturii pereților la timpul  $z + \Delta z$  și anume:

$$\begin{aligned}
 & - 50 - \\
 tg_2 = & \frac{2G - F}{F + 2G - \frac{F^2}{Z}} \cdot tg_1 + \frac{F}{F + 2G - \frac{F^2}{Z}} (tp_1)_{\tau} + \\
 & + \frac{FL}{Z (F + 2G - \frac{F^2}{Z})} \quad (4.18)
 \end{aligned}$$

$$(tp_1)_{\tau + \Delta\tau} = \frac{L}{Z} + \frac{F}{Z} tg_2 \quad (4.19)$$

$$(tp_2)_{\tau + \Delta\tau} = \frac{K}{N} + \frac{D}{N} (tp_1)_{\tau + \Delta\tau} \quad (4.20)$$

$$(tp_3)_{\tau + \Delta\tau} = \frac{M}{A + B} + \frac{B}{A + B} (tp_2)_{\tau + \Delta\tau} \quad (4.21)$$

În cele ce urmează ne propunem să determinăm variațiile în spațiu (de la partea inferioară și pînă la partea superioară a cilindrului metalic și a izolației), cît și în timp (din momentul  $\tau$  și pînă în momentul  $\tau + n\Delta\tau$ ), a temperaturilor fețelor metalului și izolației  $tp_1$ ;  $tp_2$  și  $tp_3$  și să trasăm diagramele pentru aceste variații. Implicit se vor calcula schimburile de căldură ce se produc și variațiile de entalpie  $\Delta i_m$  și  $\Delta i_{iz}$  (ale metalului și izolației), pentru fiecare tronson de cilindru în timp, precum și variația elementelor de care depind schimburile de căldură și creșterile de entalpie și temperatură.

Începutul procesului termic de încălzire - răcire se produce în momentul  $\tau = 0$ , cînd se admite că temperaturile fețelor sînt egale între ele și de valoare  $t_a$ , adică pornind de la echilibrul termic:

$$(tp_1)_{\tau} = (tp_2)_{\tau} = (tp_3)_{\tau} = t_a$$

Calculul pornește de la determinarea valorii  $tg_2$  din ecuația 4.18, în care avem nevoie să se calculeze valorile medii ale vitezei gazelor calde din cilindru pe fiecare porțiune cu  $H = 0,1$  m, ale căldurii specifice a acestora, ale conductivității termice a metalului și izolației, ale coeficienților globali de trecere a căldurii de la gazele calde la metal și de la fața exterioară a izolației la mediul ambiant.

După cum s-a arătat la expunerea metodei concepute de autor, avem nevoie de valorile inițiale ale vitezei și căldurii specifice a gazelor calde, pentru a putea porni calculul.

Valorile inițiale ale vitezei medii a gazelor calde  $W_{gm}$  și ale căldurii specifice medii a acestora  $Cp_{gm}$  se obțin din elementele de calcul ale arderii pentru fiecare temperatură a acestor gaze calde  $t_{g1}$ .

Elementele de calcul ale arderii se obțin în funcție de compoziția gazului metan ce se arde  $[(CH_4)_o, (C_2H_6)_o, (C_3H_8)_o, (C_4H_{10})_o, (C_5H_{15})_o, (CO_2)_o \text{ și } (N_2)_o]$ . După [7 - 11], aceste elemente se calculează astfel:

- Oxigenul minim necesar arderii, după relația:

$$O_{min} = 2 (CH_4)_o + 3,5 (C_2H_6)_o + 5 (C_3H_8)_o + 6,5 (C_4H_{10})_o + 8,75 (C_5H_{15})_o + (CO_2)_o + (N_2)_o \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (4.22)$$

- Aerul minim necesar arderii, după relația:

$$L_{min} = \frac{O_{min}}{0,21} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (4.23)$$

Produsele arderii pentru excesul de aer cel mai rațional de  $\lambda = 1,15$ .

- Volumul bioxidului de carbon, după relația:

$$V_{CO_2} = (CH_4)_o + 2 (C_2H_6)_o + 3 (C_3H_8)_o + 4 (C_4H_{10})_o + 5 (C_5H_{15})_o + (CO_2)_o \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (4.24)$$

- Volumul vaporilor de apă, după relația:

$$V_{H_2O} = 2 (CH_4)_o + 3 (C_2H_6)_o + 4 (C_3H_8)_o + 5 (C_4H_{10})_o + 7,5 (C_5H_{15})_o + (H_2O)_o \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (4.25)$$

- Volumul oxigenului liber, după relația:

$$V_{O_2} = (\lambda - 1) O_{min} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (4.26)$$

- Volumul azotului, după relația:

$$V_{N_2} = \frac{0,79}{0,21} \lambda O_{min} + (N_2)_o \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (4.27)$$

- Volumul gazelor totale, după relația:

$$V_{gt} = V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{O_2} + V_{N_2} \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (4.28)$$

- Puterea calorică inferioară a gazului metan de compoziția dată, după relația:

$$H_1 = 35.709 (CH_4)_o + 63.577 (C_2H_6)_o + 91.030 (C_3H_8)_o + 113.408 (C_4H_{10})_o + 146.079 (C_5H_{15})_o \quad [KJ/Nm^3] \quad (4.29)$$

- Entalpia teoretică, după relația:

$$I_t = H_i + \lambda L_{\min} \cdot i_{\text{aer}} \quad \left[ \text{KJ/Nm}^3 \right] \quad (4.30)$$

în care  $i_{\text{aer}}$  este entalpia aerului la temperatura mediului ambiant la care se realizează procesul termic de detensionare și deci de producere a gazelor calde.

- Entalpia gazelor calde ce se introduce în cilindru la diverse temperaturi, pentru entalpia teoretică a gazelor de ardere calculate după relația (4.30) este:

$$I_g = I_t + A i_{\text{aer}} = V_{\text{CO}_2} (i_{\text{CO}_2})_t + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (i_{\text{H}_2\text{O}})_t + \\ + (V_{\text{O}_2} + 0,21A) \cdot (i_{\text{O}_2})_t + (V_{\text{N}_2} + 0,79A) \cdot (i_{\text{N}_2})_t \quad \left[ \text{KJ/Nm}^3 \right] \quad (4.31)$$

în care  $A \left[ \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \right]$ , reprezintă volumul de aer cu care trebuie să se amestece gazele de ardere pentru a se obține gaze calde la temperatura  $t \left[ ^\circ\text{C} \right]$ ;  $(i_{\text{CO}_2})_t$ ;  $(i_{\text{H}_2\text{O}})_t$ ;  $(i_{\text{O}_2})_t$  și  $(i_{\text{N}_2})_t$  reprezentând entalpiile bioxidului de carbon, vaporilor de apă, oxigenului și azotului la temperatura  $t \left[ ^\circ\text{C} \right]$ .

Din relația (4.31) se calculează valoarea volumului de aer necesar amestecului

$$A = \frac{I_t - V_{\text{CO}_2} \cdot (i_{\text{CO}_2})_t + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (i_{\text{H}_2\text{O}})_t + V_{\text{O}_2} \cdot (i_{\text{O}_2})_t + V_{\text{N}_2} \cdot (i_{\text{N}_2})_t}{0,21 (i_{\text{O}_2})_t + 0,79 (i_{\text{N}_2})_t} \quad \left[ \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \right] \quad (4.32)$$

- Volumul total al amestecului de gaze calde, va fi:

$$V_{\text{am}} + V_{\text{gt}} + A \quad \left[ \text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \right] \quad (4.33)$$

- Concentrația gazelor triatomice în gazele calde va fi:

$$r_{\text{CO}_2} = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{am}}} \times 100; \quad r_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{\text{am}}} \times 100 \quad (4.34)$$

- Densitatea gazelor calde la temperatura de  $0 \text{ } ^\circ\text{C}$

este:

$$\rho_{g_0} = \frac{\sum \frac{V_i M_i}{VM}}{\sum V_i} \\ \rho_{g_0} = \frac{\frac{V_{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{CO}_2}}{VM} + \frac{V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}}{VM} + \frac{V_{\text{O}_2} \cdot M_{\text{O}_2}}{VM} + \frac{V_{\text{N}_2} \cdot M_{\text{N}_2}}{VM} + \frac{A \cdot M_A}{VM}}{V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{N}_2} + A} \quad \left[ \text{kg/Nm}^3 \right] \quad (4.35)$$

în care  $M_{CO_2}$ ;  $M_{H_2O}$ ;  $M_{O_2}$ ;  $M_{N_2}$  și  $M_A$  sînt greutatea moleculară ale bioxidului de carbon, vaporilor de apă, oxigenului, azotului și aerului, iar  $V_M$  este volumul unui Kmol în condiții normale ( $p = 760$  tor și  $t = 0^\circ C$ ).

Pentru alte temperaturi la care se pot găsi gazele, densitatea gazelor de ardere se calculează cu relația:

$$\rho = \rho_{go} \frac{T}{T_g} \quad [kg/Nm^3] \quad (4.36)$$

în care  $T = 273$  °K;  $T_g = 273 + t_{gm}$  [°K]

$t_{gm}$  = temperatura variabilă la care se introduc gazele în cilindru, sau temperatura medie a gazelor pentru care se calculează elementele procesului termic.

Volumul total de gaze calde se obține din relația:

$$V_{amt} = V_{am} \cdot B \quad [Nm^3/h] \quad (4.37)$$

în care  $B$  este debitul de gaze naturale  $[Nm^3/h]$

Viteza gazelor calde la intrarea în cilindrul metalic

va fi:

$$W_{go} = \frac{V_{amt}}{3600 \cdot \frac{\pi D^2}{4}} \quad [m/s] \quad (4.38)$$

Tot pentru aceste temperaturi se vor calcula și  $r_{CO_2}$ ;  $r_{H_2O}$  și  $W_{go}$ .

În decursul procesului de încălzire - răcire a metalului și de răcire a gazelor calde, volumul total al gazelor calde variază după relația:

$$V_{amtgm} = V_{amt} \frac{T_{gm}}{T_{g1}} \quad [Nm^3/h] \quad (4.39)$$

în care:

$V_{amtgm}$  = volumul amestecului la o temperatură  $t_{gm}$  a gazelor calde;

$T_{gm} = 273 + t_{gm}$ ;  $T_{g1} = 273 + t_{g1}$

Variind  $V_{amt}$ , va varia și  $W_{go}$ .

- Căldura specifică medie a gazelor de ardere la o anumită temperatură  $t_{gm}$  se calculează după relația:

$$C_{p_{gm}} = \frac{1}{V_{am}} [V_{N_2} \cdot C_{N_2} + V_{O_2} \cdot C_{O_2} + V_{CO_2} \cdot C_{CO_2} + V_{H_2O} \cdot C_{H_2O}] \quad [KJ/Nm^3, ^\circ K] \quad (4.40)$$

în care:

$C_{N_2}$ ;  $C_{O_2}$ ;  $C_{CO_2}$ ;  $C_{H_2O}$  sînt căldurile specifice în  $KJ/Nm^3, ^\circ K$  al azotului, oxigenului, bioxidului de carbon și vaporilor de apă la temperatura  $t_{gm}$ .

Valorile  $V_{N_2}$ ;  $V_{O_2}$ ;  $V_{CO_2}$  și  $V_{H_2O}$  se iau la temperaturile  $t_{gm}$ , calculate după relația:

$$V_{N_2 t_{gm}} = V_{N_2 t_{g_1}} \cdot \frac{T_{gm}}{T_{g_1}} \quad (4.41)$$

în care:

$V_{N_2 t_{gm}}$  = volumul azotului din gazele calde la temperatura  $t_{gm} \text{ } ^\circ C$

$V_{N_2 t_{g_1}}$  = volumul azotului din gazele calde la temperatura  $t_{g_1} \text{ } ^\circ C$

$$T_{gm} = 273 + t_{gm} ; T_{g_1} = 273 + t_{g_1}$$

Utilizînd relații de forma (4.41) se calculează și valorile  $V_{O_2}$ ;  $V_{CO_2}$  și  $V_{H_2O}$  la temperatura  $t_{gm}$ .

Căldurile specifice medii ale componentelor gazelor calde se calculează cu relațiile din tabelul 4.1.

Tabel 4.1.

Căldurile specifice medii ale componentelor gazelor de ardere [10] ; [11] ; [60]

$t_{gm} \text{ } ^\circ C$	$C_{CO_2}$ [KJ/Nm <sup>3</sup> , °K]
100 - 200	1,7003 + 0,00087 x (tgm - 100)
200 - 300	1,7873 + 0,000754 x (tgm - 200)
300 - 400	1,8627 + 0,00067 x (tgm - 300)
400 - 500	1,9297 + 0,00059 x (tgm - 400)
500 - 600	1,9887 + 0,000524 x (tgm - 500)
600 - 700	2,0411 + 0,000473 x (tgm - 600)
700 - 800	2,0884 + 0,000427 x (tgm - 700)
800 - 900	2,1311 + 0,000381 x (tgm - 800)
900 - 1000	2,1692 + 0,000343 x (tgm - 900)



$t_{gm} \text{ } ^\circ\text{C}$	$C_{N_2} \quad [KJ/Nm^3, \text{ } ^\circ\text{K}]$
100 - 200	$1,2958 + 0,000038 \times (t_{gm} - 100)$
200 - 300	$1,2996 + 0,000071 \times (t_{gm} - 200)$
300 - 400	$1,3067 + 0,000096 \times (t_{gm} - 300)$
400 - 500	$1,3163 + 0,000113 \times (t_{gm} - 400)$
500 - 600	$1,3276 + 0,000130 \times (t_{gm} - 500)$
600 - 700	$1,3406 + 0,000147 \times (t_{gm} - 600)$
700 - 800	$1,3553 + 0,000164 \times (t_{gm} - 700)$
800 - 900	$1,3670 + 0,000125 \times (t_{gm} - 800)$
900 - 1000	$1,3795 + 0,000122 \times (t_{gm} - 900)$
$t_{gm} \text{ } ^\circ\text{C}$	$C_{O_2} \quad [KJ/Nm^3, \text{ } ^\circ\text{K}]$
100 - 200	$1,3176 + 0,000176 \times (t_{gm} - 100)$
200 - 300	$1,3352 + 0,000209 \times (t_{gm} - 200)$
300 - 400	$1,3561 + 0,000214 \times (t_{gm} - 300)$
400 - 500	$1,3775 + 0,000205 \times (t_{gm} - 400)$
500 - 600	$1,3980 + 0,000188 \times (t_{gm} - 500)$
600 - 700	$1,4168 + 0,000176 \times (t_{gm} - 600)$
700 - 800	$1,4344 + 0,000155 \times (t_{gm} - 700)$
800 - 900	$1,4499 + 0,000146 \times (t_{gm} - 800)$
900 - 1000	$1,4645 + 0,000130 \times (t_{gm} - 900)$
$t_{gm} \text{ } ^\circ\text{C}$	$C_{H_2O} \quad [KJ/Nm^3, \text{ } ^\circ\text{K}]$
100 - 200	$1,5051 + 0,000172 \times (t_{gm} - 100)$
200 - 300	$1,5223 + 0,000201 \times (t_{gm} - 200)$
300 - 400	$1,5424 + 0,00023 \times (t_{gm} - 300)$
400 - 500	$1,5654 + 0,000243 \times (t_{gm} - 400)$
500 - 600	$1,5897 + 0,000251 \times (t_{gm} - 500)$
600 - 700	$1,6148 + 0,000264 \times (t_{gm} - 600)$
700 - 800	$1,6412 + 0,000268 \times (t_{gm} - 700)$
800 - 900	$1,6680 + 0,000276 \times (t_{gm} - 800)$
900 - 1000	$1,6956 + 0,000273 \times (t_{gm} - 900)$

Trecerea căldurii de la gazele calde la fața interioară a cilindrului metalic se face prin convecție și radiație și este determinată de coeficientul global de trecere  $\alpha_i$ . Conform [1]; [7-11] acest coeficient se poate calcula cu relația:

$$\alpha_i = \omega \alpha_c + \alpha_r \quad [W/m^2, ^\circ K] \quad (4.42)$$

în care:

$\alpha_c$  = coeficientul de transmitere prin convecție de la gaze la metal  $[W/m^2, ^\circ K]$ .

$\alpha_r$  = coeficientul de transmitere prin radiație de la gaze la metal  $[W/m^2, ^\circ K]$ .

$\omega$  = coeficientul de utilizare, care la spălarea completă (cum e cazul nostru) a suprafeței de transfer de căldură de către gaze, are valoarea unitară.

După [1]; [7 - 11], coeficientul de transmitere prin convecție, în regim turbulent ( $Re > 2400$ ) se calculează cu relația:

$$\alpha_c = 0,023 \frac{\lambda_{gm}}{D} \left( \frac{W_{gm} D}{\nu_{gm}} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} [W/m^2, ^\circ K] \quad (4.43)$$

iar în regim laminar ( $Re < 2400$ ), după relația:

$$\alpha_c = 0,74(3600)^{0,3} \cdot \lambda_{gm}^{0,8} \cdot Cp_{gm}^{0,2} \frac{\beta \cdot g}{\eta_{gm}} \times \frac{(\gamma_{gm} W_{gm})^{0,2}}{D^{0,5}} (t_{gm} - t_{p1m})^0 [W/m^2, ^\circ K] \quad (4.44)$$

Valorile  $W_{gm}$ ;  $Cp_{gm}$ ;  $\eta_{gm}$ ;  $\gamma_{gm}$ ;  $\lambda_{gm}$ ;  $\nu_{gm}$ ;  $Pr$  se calculează la  $t_{gm}$ .

În tabelul 4.2. se dau relațiile de variație pentru  $\lambda_{gm}$ ;  $\nu_{gm}$  și  $Pr$ .

Tabel 4.2.

Variația valorilor  $\lambda_{gm}$ ;  $\nu_{gm}$ ;  $Pr$  [10]; [11]; [60]

$t_{gm} \quad ^\circ C$	$\lambda_{gm} \quad [W/m, ^\circ K]$
100 - 200	$10^{-2} \times 0,90 [3,088 + 0,0088 \times (t_{gm} - 100)]$
200 - 300	$10^{-2} \times 0,91 [3,968 + 0,0087 \times (t_{gm} - 200)]$
300 - 400	$10^{-2} \times 0,92 [4,838 + 0,0086 \times (t_{gm} - 300)]$
400 - 500	$10^{-2} \times 0,93 [5,699 + 0,0086 \times (t_{gm} - 400)]$
500 - 600	$10^{-2} \times 0,94 [6,559 + 0,0086 \times (t_{gm} - 500)]$
600 - 700	$10^{-2} \times 0,95 [7,42 + 0,00849 \times (t_{gm} - 600)]$
700 - 800	$10^{-2} \times 0,96 [8,269 + 0,00849 \times (t_{gm} - 700)]$

tg <sub>m</sub> °C	λ <sub>gm</sub> [W/m, °K]
800 - 900	10 <sup>-2</sup> x 0,97 [9,153 + 0,00857 x (tg <sub>m</sub> - 800)]
900 - 1000	10 <sup>-2</sup> x 0,98 [10,01 + 0,0089 x (tg <sub>m</sub> - 900)]
tg <sub>m</sub> °C	ν <sub>gm</sub> [m <sup>2</sup> /s]
100 - 200	10 <sup>-6</sup> x 0,945 [21,5 + 0,113 x (tg <sub>m</sub> - 100)]
200 - 300	10 <sup>-6</sup> x 0,95 [32,8 + 0,130 x (tg <sub>m</sub> - 200)]
300 - 400	10 <sup>-6</sup> x 0,955 [45,8 + 0,146 x (tg <sub>m</sub> - 300)]
400 - 500	10 <sup>-6</sup> x 0,96 [60,4 + 0,159 x (tg <sub>m</sub> - 400)]
500 - 600	10 <sup>-6</sup> x 0,965 [76,3 + 0,173 x (tg <sub>m</sub> - 500)]
600 - 700	10 <sup>-6</sup> x 0,97 [93,6 + 0,184 x (tg <sub>m</sub> - 600)]
700 - 800	10 <sup>-6</sup> x 0,975 [112,0 + 0,2 x (tg <sub>m</sub> - 700)]
800 - 900	10 <sup>-6</sup> x 0,98 [132 + 0,2 x (tg <sub>m</sub> - 800)]
900 - 1000	10 <sup>-6</sup> x 0,985 [152 + 0,22 x (tg <sub>m</sub> - 900)]
tg <sub>m</sub>	Pr
100 - 200	0,96 [0,69 - 0,0002 x (tg <sub>m</sub> - 100)]
200 - 300	0,96 [0,67 - 0,0002 x (tg <sub>m</sub> - 200)]
300 - 400	0,96 [0,65 - 0,0001 x (tg <sub>m</sub> - 300)]
400 - 500	0,96 [0,64 - 0,0001 x (tg <sub>m</sub> - 400)]
500 - 600	0,96 [0,63 - 0,0001 x (tg <sub>m</sub> - 500)]
600 - 700	0,96 [0,62 - 0,0001 x (tg <sub>m</sub> - 600)]
700 - 800	0,96 [0,61 - 0,0001 x (tg <sub>m</sub> - 700)]
800 - 900	0,96 [0,6 - 0,0001 x (tg <sub>m</sub> - 800)]
900 - 1000	0,96 [0,59 - 0,0001 x (tg <sub>m</sub> - 900)]

Pentru un curent de gaze calde, fără cenușă în ele, coeficientul de trecere al căldurii prin radiație α<sub>r</sub>, după [1;7-11], se calculează cu relația:

$$\alpha_r = 1,163 \times 4,9 \times 10^{-8} \times \frac{\epsilon_p + 1}{2} \cdot \epsilon \cdot T_g^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_{p1m}}{T_g}\right)^{3,6}}{1 - \frac{T_{p1m}}{T_g}} \quad \text{W/m}^2, \text{ } ^\circ\text{K} \quad (4.45)$$

în care:

$$T_{g_m} = 273 + t_{gm} ; T_{p_{1m}} = 273 + t_{p_{1m}}$$

$\xi_p$  = factorul energetic de emisie a gazelor calde, care în cazul nostru (cilindru de volum mare, fără asperități), se admite = 0,8 și rămîne constant pe timpul întregului proces termic;

$\xi$  = factorul energetic de emisie al gazelor calde la temperatura  $T_{g_m}$ , care conform [1; 7 - 11], se calculează cu relația:

$$\xi = 1 - e^{-Cr \cdot p \cdot S} \quad (4.46)$$

în care:

$Cr$  = coeficientul de slăbire a radiației gazelor triatomice ( $CO_2$  și vapori  $H_2O$ ) și cenușei din gaze (dacă este cazul).

$$Cr = C_t \cdot r + C_p \mu \quad (4.47)$$

în care:

$C_t$  = coeficientul de slăbire al radiației gazelor triatomice;

$C_p$  = coeficient de slăbire al radiației cenușei;

$r$  = participarea volumetrică a gazelor triatomice

$$(r = r_{H_2O} + r_{CO_2});$$

$\mu$  = concentrația de cenușă ( $\mu = 0$ )

$p$  = presiunea totală a gazelor calde ( $p = 1$  at.)

$S$  = grosimea efectivă a stratului radiat al gazelor calde, calculat cu relația:

$$S = 3,6 \frac{V}{S_p} ; V = \frac{\pi D^2}{4} H ; S_p = \pi \cdot D \cdot H ; S = 0,9 D \quad (4.48)$$

După [10; 11], coeficientul de slăbire a radiației gazelor triatomice se calculează cu relația:

$$C_t = \frac{0,8 + 1,6 r_{H_2O}}{\sqrt{p S r}} \left( 1 - 0,38 \frac{T_{g_m}}{1000} \right) \quad (4.49)$$

Valorile  $r_{CO_2}$ ,  $r_{O_2}$ ,  $r$  se calculează pentru temperatura

$t_{g_1}$  de intrare a gazelor calde și rămîn constante pentru toată perioada cît se introduc gaze cu această temperatură, rămînînd constante și pe întreaga lungime a cilindrului metalic, întrucît nu depind de variația temperaturii medii a gazelor, din cilindru, oum depind  $W_{g_m}$ ,  $C_{p_{g_m}}$ ,  $\lambda_{g_m}$  și  $Pr$ , care variază în lungul cilindrului, de la intrare spre ieșire, datorită răcirii gazelor calde, deci datorită variației temperaturii medii a gazelor calde pe tronson ( $t_{g_m}$ ).

Pentru calculul temperaturii  $t_{g_2}$  de la sfîrșitul tronsonului I ( $0 - 0,1$ ) m, deci pentru  $H = 0,1$  m și în intervalul de timp  $\Delta \tau$ , într-o primă aproximație, se admite:

- $W_{gm} + C_{p_{gm}}$ ;  $\lambda_{gm}$ ;  $\nu_{gm}$  și  $Pr$ , calculate cu  $tg_1$  în loc de  $tg_m$ .
- $\alpha_c$  și  $\alpha_r$ , calculate cu  $tg_1$  în loc de  $tg_m$  și cu  $(tp_1)_z$  în loc de  $tp_{1m}$ .
- $\lambda_m$  și  $C_m$ , calculate cu  $(tp_m)_z$  în loc de  $tp_{mm}$ .
- $\lambda_{iz}$  și  $C_{iz}$ , calculate cu  $(tp_{iz})_z$  în loc de  $tp_{iz}$ .
- $\alpha_e$  calculat, conform celor ce vor urma, cu  $(tp_3)_z$  în loc de  $tp_{ext}$ .
- $\Delta z = 12$  secunde.

După [8]; [10]; [11], pentru oțeluri slab aliate de tipul 16.Mo.5 - STAS 8184 - 68 și oțeluri carbon, cum sînt oțelurile folosite la camerele de cocsare, se pot folosi următoarele relații:

$$\lambda_m = 56 + 0,0315 T_{p_{mm}} \quad [W/m, ^\circ K] \quad (4.50)$$

$$C_m = 0,4216 + 0,00027 T_{p_{mm}} \quad [KJ/kg, ^\circ K] \quad (4.51)$$

în care:

$$T_{p_{mm}} = tp_{mm} + 273,16$$

$$tp_{mm} = \frac{1}{2} \left[ \frac{(tp_1)_z + \Delta z + (tp_1)_z}{2} + \frac{(tp_2)_z + \Delta z + (tp_2)_z}{2} \right]$$

După [8]; [10]; [11]; [1], pentru vată de zgură cu  $\rho_{iz} = 200$  kg/m<sup>3</sup>, coeficientul de conductivitate termică se poate calcula cu relația:

$$\lambda_{iz} = 0,06 + 0,000145 T_{p_{iz}} \quad [W/m, ^\circ K] \quad (4.52)$$

în care:

$$T_{p_{iz}} = tp_{iz} + 273,16$$

$$tp_{iz} = \frac{1}{2} \left[ \frac{(tp_2)_z + \Delta z + (tp_2)_z}{2} + \frac{(tp_3)_z + \Delta z + (tp_3)_z}{2} \right]$$

După calculul valorii  $tg_2$ , se trece la calculul valorii  $(tp_1)_{z+\Delta z}$  din ecuația (4.19), apoi a valorii  $(tp_2)_{z+\Delta z}$  din ecuația (4.20) și apoi a valorii  $(tp_3)_{z+\Delta z}$  din ecuația (4.21), admitînd în primă aproximație valorile cu care s-a calculat  $tg_2$ .

Trecerea căldurii de la suprafața exterioară a izolației la mediul ambiant se face prin convecție și radiație, cu un coeficient global de trecere  $\alpha_e$ , care poate fi exprimat sub forma:

$$\alpha_e = \alpha_{ce} + \alpha_{re} \quad (4.53)$$

Pentru un cilindru vertical expus în aer și spălat de un curent de aer cu direcția perpendiculară pe cilindru, luînd ca dimensiune dominantă diametrul exterior al acestuia, în regim turbulent de scurgere a aerului, fără unghi de înclinare, literatura de specialitate [1]; [15]; [22] recomandă următoarea relație pentru coefi-

coeficientul de convecție:

$$\alpha_{ce} = Nu_a \cdot \frac{\lambda_a}{D_{dom}} \quad [W/m^2, ^\circ K] \quad (4.54)$$

în care:

$$D_{dom} = (D + 2\delta + 2\delta_{iz}) \quad [m] \quad (4.55)$$

$$Nu_a = C \cdot R_{ae}^n \cdot Pr^{0,4}$$

$$R_{ae}^n = \left( \frac{W_a \cdot D_{dom}}{a} \right)^n ; \quad Pr_a = \frac{3600 \cdot C_a \cdot \rho_a \cdot \nu_a}{\lambda_a} \quad (4.56)$$

sau  $Pr_a = 0,705 - 0,0002 (ta - 10)$

Pentru  $R_{ae} > 5000$ , valorile coeficienților  $C$  și  $n$  sînt date în tabele și anume:

$$C = 0,226 ; \quad n = 0,6$$

$$\alpha_{ce} = 0,226 \frac{\lambda_a}{D + 2\delta + 2\delta_{iz}} \left[ \frac{W_a (D + 2\delta + 2\delta_{iz})}{\nu_a} \right]^{0,6} \cdot Pr_a^{0,4} \quad [W/m^2, ^\circ K] \quad (4.57)$$

Viteza aerului  $W_a$  se măsoară în teren sau se ia conform STAS 1907 - 76 pentru zona eoliană a localității respective, în interiorul sau exteriorul localității (în cazul nostru pentru Timișoara, zona IV în interiorul orașului,  $W_a = 4$  m/s).

Valorile termenilor din ecuațiile (4.56) conform [1];

[15] ; [22] se calculează cu relațiile:

$$C_a = 1,005 \quad [KJ/Nm^3, ^\circ K]$$

$$\lambda_a = 10^{-2} (2,44 + 0,008 \times ta) \quad [W/m^2, ^\circ K] \quad (4.58)$$

$$\nu_a = 10^{-6} (13,28 + 0,09 \times ta) \quad [m^2/S] \quad (4.59)$$

$$\rho_a = 1,293 + 0,0042 \times ta \quad [kg/Nm^3] \quad (4.60)$$

Coeficientul de trecere a căldurii prin radiație pentru un corp expus liber într-un mediu gazos, se poate calcula după [1] ; [15] ; [22] cu relația:

$$\alpha_{re} = \epsilon_1 \cdot C_0 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{T_{p_{ext}}^4 - T_a^4}{T_{p_{ext}} - T_a} \quad [W/m^2, ^\circ K] \quad (4.61)$$

în care:

$\epsilon_1$  = coeficientul energetic de emisie al peretelui exterior al corpului spre mediul ambiant și care, în cazul nostru, pentru vată de zgură, poate fi admis = 0,8;

$C_0$  = coeficientul de radiație al corpului negru = 4,96  
 $[Kcal/m^2, h, ^\circ K^4]$  sau 5,768  $[W/m^2, ^\circ K^4]$  ;

$$T_{p_{ext}} = t_{p_{ext}} + 273,16;$$

$$T_a = t_a + 273,16;$$

în care:

$$t_{p_{ext}} = \frac{1}{2} \left[ (t_{p_3})_z + (t_{p_3})_{z+\Delta z} \right]$$

După ce s-au calculat  $t_{g_2}$ ,  $(t_{p_1})_{z+\Delta z}$ ,  $(t_{p_2})_{z+\Delta z}$  și  $(t_{p_3})_{z+\Delta z}$  cu aproximațiile arătate mai înainte, se refac valorile variabilelor de care depinde schimbul de căldură în regim nestaționar  $W_{gm}$ ,  $C_{p_{gm}}$ ,  $\lambda_{gm}$ ,  $\nu_{gm}$ ,  $Pr$ ,  $\alpha_o$ ,  $\alpha_r$ ,  $\lambda_m$ ,  $C_m$ ,

$\lambda_{iz}$ ,  $C_{iz}$  și  $\alpha_e$  cu valorile medii ale temperaturilor de care depind, de această dată putînd calcula aceste valori medii, întrucît avem valori pentru  $t_{g_1}$  și  $t_{g_2}$ ;  $(t_{p_1})_z$  și  $(t_{p_1})_{z+\Delta z}$ ;  $(t_{p_2})_z$  și  $(t_{p_2})_{z+\Delta z}$ ;  $(t_{p_3})_z$  și  $(t_{p_3})_{z+\Delta z}$ .

Urmează o recalculare a valorilor  $t_{g_2}$ ;  $(t_{p_1})_{z+\Delta z}$ ;  $(t_{p_2})_{z+\Delta z}$  și  $(t_{p_3})_{z+\Delta z}$ , apoi o recalculare a variabilelor de care depinde schimbul de căldură nestaționar și așa mai departe, pînă cînd se obțin valori pentru  $t_{g_2}$ ;  $(t_{p_1})_{z+\Delta z}$ ;  $(t_{p_2})_{z+\Delta z}$  și  $(t_{p_3})_{z+\Delta z}$  care să difere de cele precedente cu o anumită valoare (de exemplu cu mai puțin de  $0,001^\circ C$ ), sau se face un număr prestabilit de recalculări (metodă ce se pretează mai bine într-un program de calculator).

Calculul elementelor tronsonului următor, tronsonul II (0,1 - 0,2) m, conform celor expuse la metoda adoptată, se efectuează ca și pentru primul tronson, numai că temperatura gazelor calde la ieșirea din primul tronson devine temperatura de intrare în tronsonul al doilea, deci:

$$t_{g_2/I} = t_{g_1/II}, \text{ sau generalizînd:}$$

$$t_{g_2/m-1} = t_{g_1/m} \quad (4.62)$$

$m-1$  și  $m$  reprezentînd poziția tronsonului în spațiu, în lungul cilindrului.

Se admite de asemeni și pentru tronsonul II, în primă aproximație  $W_{gm}$ ,  $C_{p_{gm}}$ ,  $\lambda_{gm}$ ,  $\nu_{gm}$ ,  $Pr$ ,  $\alpha_o$ ,  $\alpha_r$ ,  $\lambda_m$ ,  $C_m$ ,  $\lambda_{iz}$ ,  $C_{iz}$ ,  $\alpha_e$  și  $\Delta z = 12$  secunde, calculate după aceeași metodă ca și pentru tronsonul I și apoi se recalculează elementele și pentru tronsonul II după același principiu ca și pentru tronsonul I.

Avînd calculate și elementele pentru tronsonul II.

putem calcula cantitatea de căldură ce se transmite în lungul cilindrului (pe direcția y), datorită diferențelor de temperatură ce se realizează în lungul acestuia, după relația:

$$Q_{(o-1)} = \frac{\lambda_m}{\Delta_y} \cdot \Delta t_1 = \frac{\lambda_m}{\Delta_y} \left[ (t_{p1})_{z+\Delta z/I} - (t_{p1})_{z+\Delta z/II} \right] \quad (4.63)$$

și care:

$$\Delta_y = H = 0,1 \text{ m}$$

$(t_{p1})_{z+\Delta z/I}$  = temperatura  $t_{p1}$  la timpul  $z+\Delta z$  calculată conform celor arătate mai înainte pentru tronsonul I

$(t_{p1})_{z+\Delta z/II}$  = idem pentru tronsonul II

Această cantitate de căldură se adună la cantitatea de căldură înmagazinată în tronsonul II de la gazele calde, făcând să-i crească mai mult entalpia și deci temperatura tronsonului.

Entalpia efectivă a metalului din tronsonul al doilea, se poate exprima prin ecuația:

$$\Delta i_{\text{mefII}} = \Delta i_{\text{mII}} + Q_{(o-1)} \quad (4.64)$$

$$\Delta i_{\text{mefII}} = \pi (D + \delta) \delta \cdot H \cdot \rho_m \cdot C_m \left[ (t_{p_m})_{z+\Delta z/II} - (t_{p_m})_{z/II} \right] + \frac{\lambda_m}{H} \left[ (t_{p1})_{z+\Delta z/I} - (t_{p1})_{z+\Delta z/II} \right] \quad (4.65)$$

Cunoscînd creșterea de entalpie pe tronson, putem calcula temperatura efectivă la care ajunge mantaua metalică a cilindrului, deci  $(t_{p_m})_{z+\Delta z/\text{efII}}$  din ecuația:

$$(t_{p_m})_{z+\Delta z/\text{efII}} = (t_{p_m})_{z+\Delta z/II} + \frac{\left[ (t_{p1})_{z+\Delta z/I} - (t_{p1})_{z+\Delta z/II} \right] \cdot \Delta z \cdot \lambda_m \left[ (D+\delta)^2 - D^2 \right]}{14.400 (D + \delta) \cdot \delta \cdot H \cdot \rho_m \cdot C_m} \quad (4.66)$$

Cu notațiile din (4.6) la (4.21), ecuația (4.66) capătă forma:

$$(t_{p_m})_{z+\Delta z/\text{efII}} = \frac{\pi \left[ (t_{p1})_{z+\Delta z/I} - (t_{p1})_{z+\Delta z/II} \right] \cdot \Delta z \cdot \lambda_m \left[ (D+\delta)^2 - D^2 \right]}{14.400 E} + (t_{p_m})_{z+\Delta z/II} \quad (4.67)$$

Această valoare se atribuie lui  $(t_{p_m})_{z+\Delta z}$  a tronsonului II cu care se recalculează  $tg_2$ ;  $(t_{p1})_{z+\Delta z}$ ;  $(t_{p2})_{z+\Delta z}$  și  $(t_{p3})_{z+\Delta z}$  pentru tronsonul II și care vor folosi pentru calculul elementelor tronsonului III și așa mai departe.



Având calculate valorile temperaturilor  $t_{g_2}$ ;  $(tp_1)_{z+z}$  ;  $(tp_2)_{z+\Delta z}$  și  $(tp_3)_{z+\Delta z}$  pentru toate tronsoanele cilindrului, deci variația temperaturii gazelor calde și a fețelor pereților la timpul  $\tau+\Delta\tau$ , se face salturi de timp cu  $\Delta z$ , deci se calculează elementele pentru timpul  $z+2\Delta z$  după aceeași metodă ca și pentru timpul  $\tau+\Delta\tau$  pentru toate tronsoanele cilindrului, menținând temperatura de intrare a gazelor calde în primul tronson la valoarea  $t_{g_1}$ .

Se calculează apoi mai mulți pași de timp cu aceeași temperatură de intrare a gazelor calde în primul tronson, verificându-se ca încălzirea metalului să nu se facă cu o valoare mai mare decât cea prescrisă de tehnologul sudor, verificarea făcându-se pentru primul tronson.

Cînd se observă că încălzirea începe să se micșoreze și întregul sistem tinde spre un schimb staționar de căldură, sau cînd

$$tp_{mm(n)} - tp_{mm(n-1)} \ll 150^\circ\text{C/h} \quad (4.68)$$

se trece la o altă temperatură de intrare a gazelor calde în primul tronson (cu  $50^\circ\text{C}$  mai mare decât la începutul procesului de încălzire) și așa mai departe.

Cînd se ajunge ca temperatura medie a metalului pe ultimul tronson să fie cuprinsă între  $600$  și  $700^\circ\text{C}$ , înseamnă că s-a ajuns la temperatura dorită în orice punct al mantalei metalice și se trece la menținerea temperaturii pe ansamblu între  $600$  și  $700^\circ\text{C}$  pentru ca temperaturile în întreaga masă a metalului (pe toate tronsoanele) să se apropie pe cît posibil de aceeași valoare. Se menține deci temperatura de intrare a gazelor calde în primul tronson timp de  $90'$  la valoarea maximă arătată mai înainte de  $900^\circ\text{C}$ , după care urmează procesul de răcire.

Pentru calculul temperaturilor pereților cilindrului metalic și izolației, în procesul de răcire, se pornește de la situația că se întrerupe pătrunderea gazelor calde în cilindru și că sursa de căldură din sistem este cantitatea de căldură înmagazinată în metal și izolație. Datorită faptului că nivelul de temperatură a acestora este mai ridicat decât cel al mediului ambiant, căldura se pierde spre exterior prin fața exterioară a izolației. Pe partea interioară a cilindrului nu se mai schimbă căldură, întrucît volumul interior se închide etanș prin șiberele de la intrarea și ieșirea din cilindru făcându-se deci abstracție și de cantitatea de căldură conținută în gazele închise în cilindru (care reprezintă cca. 1% din cea conținută în metal).

Intrucît diferența de temperatură între fața interioară și cea exterioară a peretelui metalic este foarte mică (de  $0,1 - 0,2^\circ\text{C}$  în calculul procesului de răcire, vom lucra cu  $(tp_2)_z$  și  $(tp_2)_{z+\Delta z}$

în loc de  $(tp_m)_z$  și  $(tp_m)_{z+\Delta z}$ .

Continuând să se piardă căldură spre exterior și nemai-primind căldură pe partea interioară, întrucât s-a întrerupt circuitul de gaze calde, entalpia metalului și a izolației scade, putându-se scrie relațiile:

$$E [(tp_2)_z - (tp_2)_{z+\Delta z}] = B [tp_{2m} - tp_{3m}] \quad (4.69)$$

$$E [(tp_2)_z - (tp_2)_{z+\Delta z}] + C [(tp_{iz})_z - (tp_{iz})_{z+\Delta z}] = A [tp_{3m} - ta] \quad (4.70)$$

Ecuția (4.69) exprimă egalitatea între pierderea de entalpie a metalului și cantitatea de căldură ce se transmite prin conductivitate prin masa izolației spre fața exterioară a acesteia.

Ecuția (4.70) exprimă egalitatea între pierderea de entalpie a metalului și izolației cu cantitatea de căldură ce se pierde spre exterior cu coeficientul global de trecere a căldurii  $\alpha_e$ .

Cu notațiile din ecuațiile (4.6) la (4.10) și cu:

$$P = (2E - B)(tp_2)_z + B(tp_3)_z \quad (4.71)$$

$$R = A + \frac{2EB}{B + 2E} + \frac{CB}{B + E} + C \quad (4.72)$$

$$S = (C + 2E)(tp_2)_z - (A - C)(tp_3)_z + 2A ta - \frac{2EP + CP}{B + 2E} \quad (4.73)$$

Se scot valorile  $(tp_2)_{z+\Delta z}$  și  $(tp_3)_{z+\Delta z}$  valabile pentru procesul termic de răcire:

$$(tp_3)_{z+\Delta z} = \frac{S}{R} \quad (4.74)$$

$$(tp_2)_{z+\Delta z} = \frac{P}{B + 2E} + \frac{BS}{R(B + 2E)} \quad (4.75)$$

Valorile  $(tp_3)_{z+\Delta z}$  și  $(tp_2)_{z+\Delta z}$  obținute pentru fiecare tronson la ultimul pas de timp cu  $tg_1 = 900^\circ C$  în procesul de încălzire, devin  $(tp_3)_z$  respectiv  $(tp_2)_z$  pentru tronsoanele respective în procesul de răcire.

Pentru a putea demara calculul, se acceptă în primă aproximație:

- $\lambda_m$  și  $C_m$  calculate cu  $(tp_2)_z$ , în loc de  $tp_{mm}$
- $\lambda_{iz}$  și  $C_{iz}$  calculate cu  $(tp_{iz})_z$ , în loc de  $tp_{iz}$
- $\alpha_e$  calculat cu  $(tp_3)_z$ , în loc de  $tp_{ext}$ .

Se calculează  $(tp_2)_{z+\Delta z}$  și  $(tp_3)_{z+\Delta z}$  cu aceste valori după care se recalculează  $\lambda_m$  și  $C_m$  cu  $tp_{2m}$ , în loc de  $tp_{mm}$  (nemai-lucrându-se cu  $(tp_1)_z$  și  $(tp_1)_{z+\Delta z}$ ) și  $\lambda_{iz}$ ;  $C_{iz}$  și  $\alpha_e$  cu  $tp_{iz}$  și  $tp_{3m}$ , avînd acum valori și pentru  $(tp_2)_{z+\Delta z}$  și  $(tp_3)_{z+\Delta z}$ .

Urmează mai multe recalculări ca și pentru procesul de încălzire la toate tronsoanele, după care se face saltul de timp la  $z + 2\Delta z$ ;  $z + 3\Delta z$ ; .....  $z + n\Delta z$ , pînă cînd se obțin valori pentru temperaturile  $(tp_2)_{z+n\Delta z}$  sub  $300^\circ\text{C}$ , cînd se consideră că procesul termic poate fi lăsat necontrolat.

Dacă pe parcursul procesului de răcire se observă că  $tp_{2m}$  scade cu mai mult decît cu  $150 - 200^\circ\text{C/h}$ , înseamnă că trebuie să se aprindă focul și încep să se introducă gaze calde la temperatura  $tg_1 = tp_{2m}$  din momentul respectiv, însă acest lucru nu va fi necesar, concluzie la care s-a ajuns după ce s-au rulat mai multe programe la calculator (cu mai multe valori pentru datele inițiale).

Dealtfel menționăm că toate prezumțiile ce s-au convenit a se face în prezentul capitol, sînt rezultatul unor calcule premergătoare realizate prin programe simplificate, la calculatorul Felix C.256.

Cap. V. DETERMINAREA DIAGRAMELOR TEORETICE  
CU AJUTORUL CALCULULUI LA CALCULA-  
TORUL FELIX O 256, PENTRU STABILI-  
REA REGIMULUI TERMIC IN VEDEREA  
DETENSIONARII RECIPIENTILOR SUDATI

Pentru a putea controla practic dacă procesul termic de încălzire - rocire, în vederea detensionării integrale a recipientilor sudati pe șantier, se desfășoară în condiții corespunzătoare, ar fi nevoie să putem măsura precis și ușor, variația temperaturii medii a peretelui metalic ( $tp_{mm}$  din relația 4.51), sau elemente pe baza cărora să putem determina această variație de temperatură ușor și într-un timp foarte scurt, pentru a putea lua măsuri de corectare a regimului termic în cazul că rezultatele măsurărilor arată deviații de la valorile normale.

Dintre elementele ce determină relația temperaturii  $tp_{mm}$  (vezi relația 4.51 și explicația ei), nu putem măsura decât variația temperaturii feței exterioare a peretelui metalic ( $tp_2$ ). Cunoscând însă relațiile ce leagă elementele de care depinde schimbul de căldură în sistemul nostru (vezi cap. IV) și dacă aceste relații sînt corespunzătoare, înseamnă că măsurînd variația unor elemente ce intră în aceste relații, valorile măsurate trebuie să corespundă cu cele calculate pentru același interval de timp și spațiu. Dacă rezultă diferențe între aceste valori, datorită faptului că ori măsurătorile nu s-au executat în aceleași condiții cu cele presupuse în calcul, ori datorită imperfecțiunii metodei de calcul ca urmare a unor simplificări și aproximări menite să ușureze rezolvarea unor ecuații ce nu s-ar fi putut rezolva altfel, atunci trebuie să determinăm corecții pentru valorile calculate, astfel că în cazuri similare, valorile calculate și corectate să fie cît mai aproape de cele măsurate, sau să se suprapună. Verificînd valorile măsurate, după cele calculate și corectate, putem aprecia ce valori trebuie să obținem din măsurători pe șantier și dacă aceste valori diferă mult, înseamnă că în procesul practic au apărut elemente care-l deviază de la desfășurarea lui normală și trebuie să luăm măsuri în consecință.

În cazul nostru, putem măsura ușor și precis următo-

rele elemente de care depinde schimbul de căldură:

- variația temperaturii gazelor calde ce se introduc în cilindru ( $t_{g_1}$ );
- variația temperaturilor și debitelor de aer primar și secundar ce se introduc în generatorul de gaze calde ( $t_{ext}$  și  $Q_{aer}$ );
- variația debitului de gaze naturale ars în generatorul de gaze calde ( $Q_{gaz}$ );
- variația temperaturii gazelor ieșite din cilindru ( $t_{g_2}$ );
- variația temperaturii feței exterioare a mantalei metalice a cilindrului ( $t_{p_2}$ ).

La o primă vedere, s-ar părea că este suficient să măsurăm numai variația temperaturii feței exterioare a cilindrului metalic ( $t_{p_2}$ ), cunoscut fiind faptul că între temperatura feței exterioare și a celei interioare poate fi o diferență de maximum 0,1 - 0,2 °C și, măsurând această variație, putem conduce focul, acționând în sensul dorit pentru a menține variația temperaturii medii a metalului între anumite limite, astfel încât să nu depășească o valoare maximă admisă (150 °C/oră). Aceasta nu este însă suficient întrucât, datorită inerției sistemului când se înregistrează variații necorespunzătoare ale temperaturii  $t_{p_2}$ , în neconcordanță cu cele admise, o acționare asupra debitelor de gaze naturale sau de aer primar și secundar introduse în focar ar fi tardivă, obținându-se în continuare, pentru o perioadă de timp, variații ale temperaturii  $t_{p_2}$  necorespunzătoare, care ar putea avea ca efect crearea de tensiuni periculoase în masa metalului, pe lângă schimbarea regimului termic din focar.

Măsurând însă și celelalte elemente arătate mai înainte și comparându-le pe fiecare în parte cu valorile calculate și corectate, ne dăm din timp seama care elemente nu au valorile corespunzătoare (dacă este cazul) și putem proceda din timp la corectarea lor sau a altora de care depind.

Pentru aceasta, vom arăta în continuare valorile calculate și corectate ale elementelor enumerate mai înainte, astfel ca în lucrul pe șantier să le putem compara cu valorile corespunzătoare măsurate și să luăm, așa cum am mai arătat, măsurile de corectare ce eventual s-ar impune.

Așa cum s-a arătat la începutul cap. IV, condițiile în care trebuie să se efectueze procesul termic de detensionare integrală a recipientilor agabaritici executați pe șantier prin su-

dură, au fost prescise de către tehnologul sudor din cadrul colaborării între beneficiarul de studiu TCMRIC București și Catedra de utilajul și tehnologia sudurii din cadrul I.P. "Traian Vuia" Timișoara, în sensul că viteza de încălzire să fie maximum  $150^{\circ}\text{C/oră}$ , pînă la atingerea temperaturii de detensionare ( $600 - 700^{\circ}\text{C}$ ), menținerea acestei temperaturi timp de 70 - 110 minute și răcirea controlată pînă la o temperatură de  $300^{\circ}\text{C}$ , cu o viteză care să nu depășească  $150^{\circ}\text{C/oră}$ .

Autorul prezentului studiu, cercetînd literatura de specialitate, și-a impus un procedeu care să respecte și următoarele:

- menținerea temperaturii de detensionare de  $600 - 700^{\circ}\text{C}$  pe zone, în limitele de  $\pm 50^{\circ}\text{C}$  timp de 1 - 1 1/2 oră;
- nedepășirea în timpul încălzirii a unei diferențe de temperatură de  $150^{\circ}\text{C}$  între diversele zone ale recipientului;
- respectarea normelor ASME [65], secțiunea VIII-1971 Diviziunea A, cap. UCS-56, punctele 1 - 5, care prevăd că în timpul încălzirii și menținerii temperaturii de detensionare, atmosfera să nu fie oxidantă și variația de temperatură să nu fie mai mare de  $139^{\circ}\text{C}$  pe fiecare interval de lungime de 4,6 m;
- respectarea normelor ce și le impune firma ELECTROTHERMAL ENGINEERING LIMITED LONDRA.

Toate rezultatele obținute, atît prin calcule, cît și pe cale experimentală, vor fi mereu comparate cu condițiile impuse procedurii și cu cele acceptate de către diferite firme străine.

După efectuarea mai multor calcule de început și rularea mai multor programe simplificate pe calculatorul "FELIX C. 256", s-a ajuns la următoarele concluzii:

- debitul și presiunea gazelor naturale ce se ard în generatorul de gaze calde să fie constante, pentru ca și impulsul flăcării să fie constant și elementele de ardere să fie aceleași pe întreg parcursul procesului de încălzire;
- temperatura gazelor calde să fie variabilă, mai mică la început (de exemplu  $400^{\circ}\text{C}$ ) și mai mare la sfîrșitul procesului de încălzire (de exemplu  $900^{\circ}\text{C}$ );
- în acest caz, volumul gazelor calde ce intră în cilindrul metalic trebuie să varieze, variație ce se realizează prin introducerea unei cantități "A" de aer secundar (relația 4.32), mai mare la început și mai mică la sfîrșitul perioadei de

încălzire;

- salturile de temperatură ale gazelor calde introduse în cilindrul metalic să se facă din 50 în 50 °C, neexistând posibilitatea practică a varierii continue a temperaturii lor, care ar fi necesitat efectuarea unor calcule de câteva zeci de ori mai laborioase și care nu ar fi dus la rezultate cu mult mai diferite.

Aplicând aceste condiții de calcul la relațiile din cap. IV, ținând cont de metodologia expusă în același capitol, precum și de analiza gazelor naturale (92,79 % CH<sub>4</sub> + 5,11 % C<sub>2</sub>H<sub>6</sub> + 0,393 % C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> + 0,188 % C<sub>4</sub>H<sub>10</sub> + 0,151 % C<sub>5</sub>H<sub>15</sub> + 0,225 % CO<sub>2</sub> + 1,143 % N<sub>2</sub>), s-au calculat următoarele elemente inițiale, necesare demarării calculului propriu zis:

- oxigenul minim necesar arderii, după relația (4.22)

$$O_{\min} = 2,0797325 \left[ \text{Nm}^3 / \text{Nm}^3 \right];$$

- aerul minim necesar arderii, după relația (4.23)

$$L_{\min} = 9,9034857 \left[ \text{Nm}^3 / \text{Nm}^3 \right];$$

Produsele arderii pentru excesul de aer de 1,15:

- volumul bioxidului de carbon, după relația (4.24)

$$V_{\text{CO}_2} = 1,05921 \left[ \text{Nm}^3 / \text{Nm}^3 \right];$$

- volumul vaporilor de apă, după relația:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 2 (\text{CH}_4)_0 + 3 (\text{C}_2\text{H}_6)_0 + 4 (\text{C}_3\text{H}_8)_0 + 5 (\text{C}_4\text{H}_{10})_0 + 7,5 (\text{C}_5\text{H}_{15})_0 = \lambda \times L_{\min} \rho_{\text{aer}} \times 0,00161 \quad (5.1)$$

în care  $x$  este cantitatea de vapori de apă conținuți în aerul ce se introduce în ardere în gr/kg, iar  $\lambda$  este excesul de aer.

Pentru greutatea specifică a aerului la 735 mm Hg, de 1,25 kg/nm<sup>3</sup>,  $x = 10,2$  kg/kg sau 8,16 gr/Nm<sup>3</sup> și atunci  $V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,1971 \text{ Nm}^3 / \text{Nm}^3$ .

Pentru amestecul cu aerul rece în cantitatea "A", cantitatea de vapori de apă crește după relația:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}(t^\circ\text{C}) = V_{\text{H}_2\text{O}} + 0,00161 \times 8,16 \times A(t^\circ\text{C}) \quad (5.2)$$

în care:

$V_{\text{H}_2\text{O}}(t^\circ\text{C})$  = cantitatea de vapori de apă la temperatura gazelor de ardere  $t_{g_1} = t^\circ\text{C}$  în Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup> combustibil;

$V_{\text{H}_2\text{O}}$  = cantitatea de vapori de apă rezultați din relația (5.1);

$A(t^\circ\text{C})$  = cantitatea de aer secundar la temperatura gazelor calde de  $t_{g_1} = t^\circ\text{C}$  în Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup> combustibil.

- Volumul oxigenului liber, după relația (4.26)

$$V_{\text{O}_2} = 0,31196 \left[ \text{Nm}^3 / \text{Nm}^3 \right];$$

- Volumul azotului, după relația (4.27):

$$V_{N_2} = 9,00875 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]} ;$$

- Volumul gazelor totale, după relația (4.28)

$$V_{gt} = 12,577 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]} ;$$

- puterea calorică inferioară a gazelor naturale cu compoziția arătată, după relația (4.29):

$$H_i = 8939,171 \text{ [Kcal/Nm}^3\text{]} \quad \text{sau}$$

$$H_i = 37426,97 \text{ [KJ/Nm}^3\text{]} ;$$

- entalpia gazelor de ardere pentru temperatura aerului de 16 °C, după relația (4.30):

$$I_t = 9009,8962 \text{ [Kcal/Nm}^3\text{]} \quad \text{sau}$$

$$I_t = 37.723,084 \text{ [KJ/Nm}^3\text{]} ;$$

Debitul de gaze naturale s-a calculat pentru condițiile staționare, după relația:

$$V_{\text{comb}} = \frac{\Delta i_m + \Delta i_i + Q_e}{H_i} \cdot \frac{1}{\eta} \cdot \frac{1}{n} \quad \text{[Nm}^3\text{/h]} \quad (5.3)$$

în care:  $\Delta i_m$  și  $\Delta i_i$  = diferențele de entalpie a metalului și izolației între starea finală de încălzire și starea inițială.

n = numărul de ore

$Q_e$  = cantitatea de căldură ce se pierde spre exterior;

$\eta$  = randamentul întregului sistem;

$$\Delta i_m = \overline{\pi}(D + \delta) \delta \cdot H \cdot \rho_m \cdot C_m(700 - 16) \text{ [KJ]} \quad (5.4)$$

$$\Delta i_i = \overline{\pi}(D + 2\delta + \delta_{iz}) \delta_{iz} \cdot H \cdot \rho_{iz} \cdot C_{iz}(200 - 16) \text{ [KJ]} \quad (5.5)$$

$$Q_e = \overline{\pi}(D + 2\delta + 2\delta_{iz}) H \cdot \alpha_e (100 - 16) \cdot n \text{ [KJ]} \quad (5.6)$$

În relațiile (5.4 - 5.6) s-a admis că metalul se încălzește de la 16 °C la 700 °C în timp de 7 ore, deci cu o viteză de încălzire de sub 100 °C/h, izolația de la 16 °C la 200 °C și temperatura medie a feței exterioare a izolației pe timpul încălzirii de 7 ore este de 100 °C.

Calculînd celelalte elemente necesare calculului lui  $\alpha_e$ , după relațiile (4.51; 4.59; 4.58; 4.60; 4.55; 4.57 și 4.61), obținem:

$$C_m(350^\circ\text{C}) = 0,5898532 \text{ [KJ/Kg, } ^\circ\text{K]}]$$

$$\nu_a(16^\circ\text{C}) = 14,72 \times 10^{-6} \text{ [m}^2\text{/s]}$$

$$\lambda_a(16^\circ\text{C}) = 2,568 \times 10^{-2} \text{ [W/m}^2\text{, } ^\circ\text{K]}$$



$$\rho_a(16^\circ\text{C}) = 1,3602 \quad [\text{Kg}/\text{Nm}^3]$$

$$P_{ra}(16^\circ\text{C}) = 0,689$$

Admițînd  $W_a = 4 \text{ m/s}$ ,  $D = 2,5 \text{ m}$ ,  $\delta = 0,032 \text{ m}$ ,  
 $\delta_{iz} = 0,05 \text{ m}$ ,  $C_{iz} = 0,75 \text{ [KJ/Kg, }^\circ\text{K]}$ ,  $\rho_m = 7800 \text{ kg/m}^3$ ,  
 $\rho_{iz} = 200 \text{ kg/m}^3$ ,  $t_a = 16 \text{ }^\circ\text{C}$ , temperatura medie a metalului pe  
durata procesului de încălzire  $t_m = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ , înălțimea cilin-  
drului metalic  $H = 10 \text{ m}$  și randamentul întregului sistem  $\eta = 20\%$ ,  
se obțin următoarele valori:

$$\alpha_{oe} = 6,0655066 \text{ [W/m}^2, \text{ }^\circ\text{K]}$$

$$\alpha_{re} = 5,0621721 \text{ [W/m}^2, \text{ }^\circ\text{K]}$$

$$\alpha_e = 11,1276787 \text{ [W/m}^2, \text{ }^\circ\text{K]}$$

$$\Delta i_m = 8010236 \text{ [KJ/7 ore]}$$

$$\Delta i_1 = 230981 \text{ [KJ/7 ore]}$$

$$Q_e = 2048295 \text{ [KJ/7 ore]}$$

$$V_o = 157,054 \text{ [Nm}^3/\text{h]}$$

Alegîndu-se un arzător AMAG - 1600 - PC, cu debitul nominal de 1600 Kw (1,375 Gcal/h), calculele se vor face în continuare cu 160 Nm<sup>3</sup>/h.

Rezultatele calculelor produselor arderii pentru diverse temperaturi ale gazelor calde sînt date în tabelul 5.1.

TABEL OU ELEMENTELE INITIALE DE CALCUL

TABEL NR. 5.1

t <sub>gl</sub> (°C)	A $\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$	V <sub>am</sub> $\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$	V <sub>amt</sub> $\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$ or or <sub>0</sub>	Gaze triatomice			V <sub>gt</sub> $\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$	V <sub>CO2</sub> $\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$	V <sub>H2O</sub> $\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$	V <sub>O2</sub> $\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$	V <sub>N2</sub> $\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$	V <sub>ser</sub> $\frac{\text{Nm}^3}{\text{Nm}^3}$ b		
				Participare procentuală		Presiune parțială								
				r <sub>CO2</sub> %	r <sub>H2O</sub> %	r %							P <sub>H2O</sub> at	P <sub>tot</sub> at
400	59,655	72,232	11557,12	1,466	4,127	5,5927	0,04127	0,05593	12,577	1,0592	2,981	12,84	55,3527	9544
450	50,796	63,373	10139,68	1,671	4,52	6,191	0,0452	0,06191	12,577	1,0592	2,864	10,979	48,47	8127
500	43,938	56,515	9042,41	1,874	4,91	6,783	0,0491	0,06783	12,577	1,0592	2,774	9,539	43,1427	7030
550	38,152	50,729	8116,64	2,088	5,139	7,407	0,05139	0,07407	12,577	1,0592	2,698	8,324	38,6477	6100
600	33,484	46,061	7369,76	2,30	5,725	8,025	0,05725	0,08025	12,577	1,0592	2,637	7,344	35,0207	5350
650	28,210	40,787	6525,92	2,597	6,295	8,892	0,06295	0,08892	12,577	1,0592	2,568	6,236	30,9237	4510
700	26,166	38,743	6198,88	2,734	6,558	9,292	0,06558	0,09292	12,577	1,0592	2,541	5,807	29,3357	4186
750	23,283	35,860	5737,6	2,954	6,98	9,934	0,0698	0,09934	12,577	1,0592	2,503	5,201	27,1174	3725
800	20,737	33,314	5330,24	3,179	7,413	10,592	0,07413	0,10592	12,577	1,0592	2,470	4,667	25,1187	3318
850	18,511	31,088	4974,08	3,407	7,85	11,257	0,0785	0,11257	12,577	1,0592	2,440	4,20	23,3887	2962
900	16,556	29,133	4661,28	3,636	8,288	11,924	0,08288	0,11924	12,577	1,0592	2,415	3,788	21,8707	2049

Pentru calculul variației temperaturilor  $t_{p1}$ ;  $t_{p2}$ ;  $t_{p3}$  și  $t_{g1}$ , atât în timp, cât și în lungul cilindrului, s-a inițiat un program pentru calculator, scris în limbaj FORTRAN.

Programul s-a întocmit pe baza schemei logice din fig. 5.1.

Notațiile din program sînt cele din tabelul 5.2 din anexă:

S-au tabelat pe cartele, valorile  $V_{am}$ ;  $V_{CO2}$ ;  $V_{H2O}$ ;  $V_{N2}$ ;  $V_{O2}$ ;  $\mu_{CO2}$ ;  $\mu_{H2O}$ ;  $\mu$ ;  $P_{H2O}$  și  $P_{tot}$ . în funcție de valorile temperaturii  $t_{g1} = 400$  °C; 450 °C ... 900 °C, valori preluate din tabelul 5.1.

S-au trecut pe cartele și relațiile de calcul ale valorilor  $C_{CO2}$ ;  $C_{N2}$ ;  $C_{O2}$ ;  $C_{H2O}$ ;  $\lambda_{gm}$ ;  $\nu_{gm}$  și  $Pr$  în funcție de  $t_{gm}$ , preluate din tabelele 4.1 și 4.2, precum și relațiile de calcul (4.6) la (4.21); (4.40); (4.38) și (4.43) la (4.75).

S-au trecut de asemenea pe cartele, valorile elementelor caracteristice ale stației pilot ( $D$ ;  $\delta$ ;  $\delta_{iz}$ ;  $\rho_m$ ;  $\rho_{iz}$  și  $C_{iz}$ ), precum și valorile parametrilor de moment ( $p$ ;  $W_a$ ;  $t_{g1}$ ;  $t_e$  și  $(tp_1/z)$ ), considerate ca date de inițializare de program.

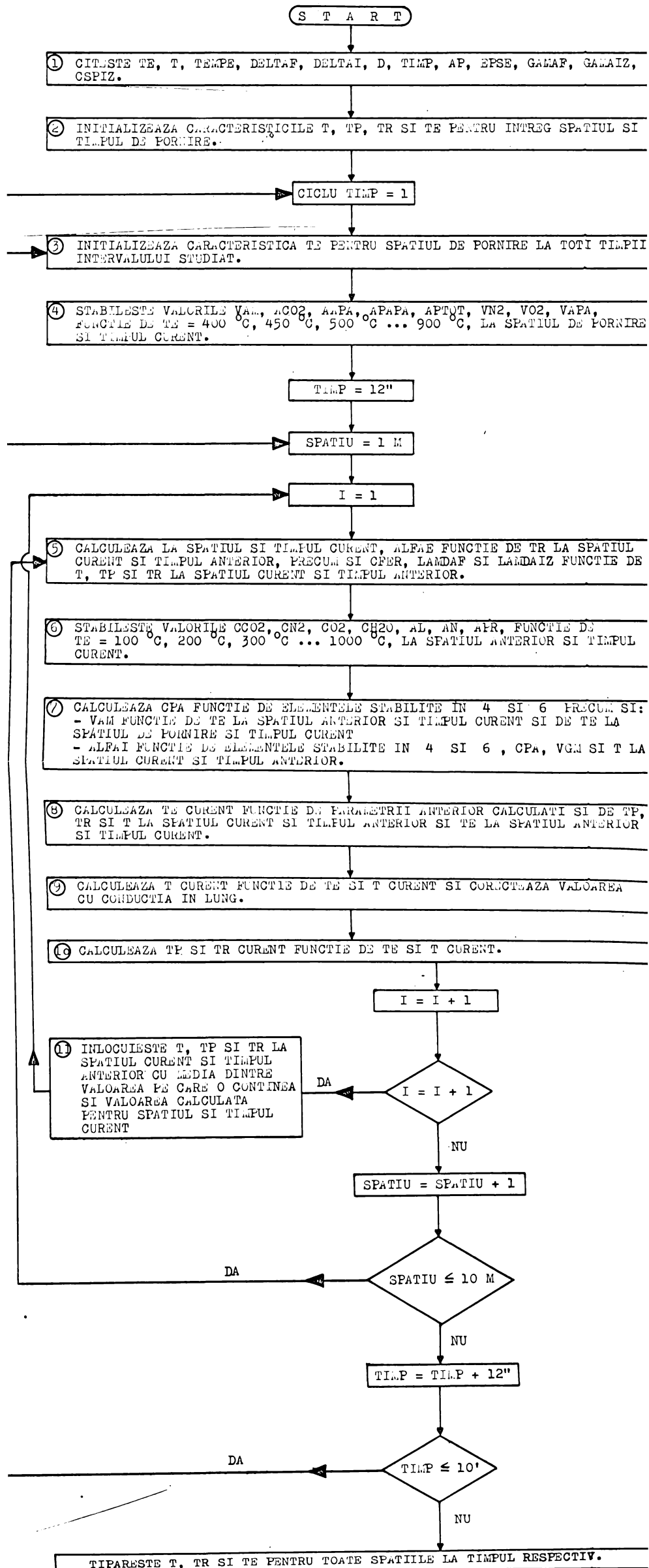
Programul respectă întru totul metoda de calcul expusă în cap. IV.

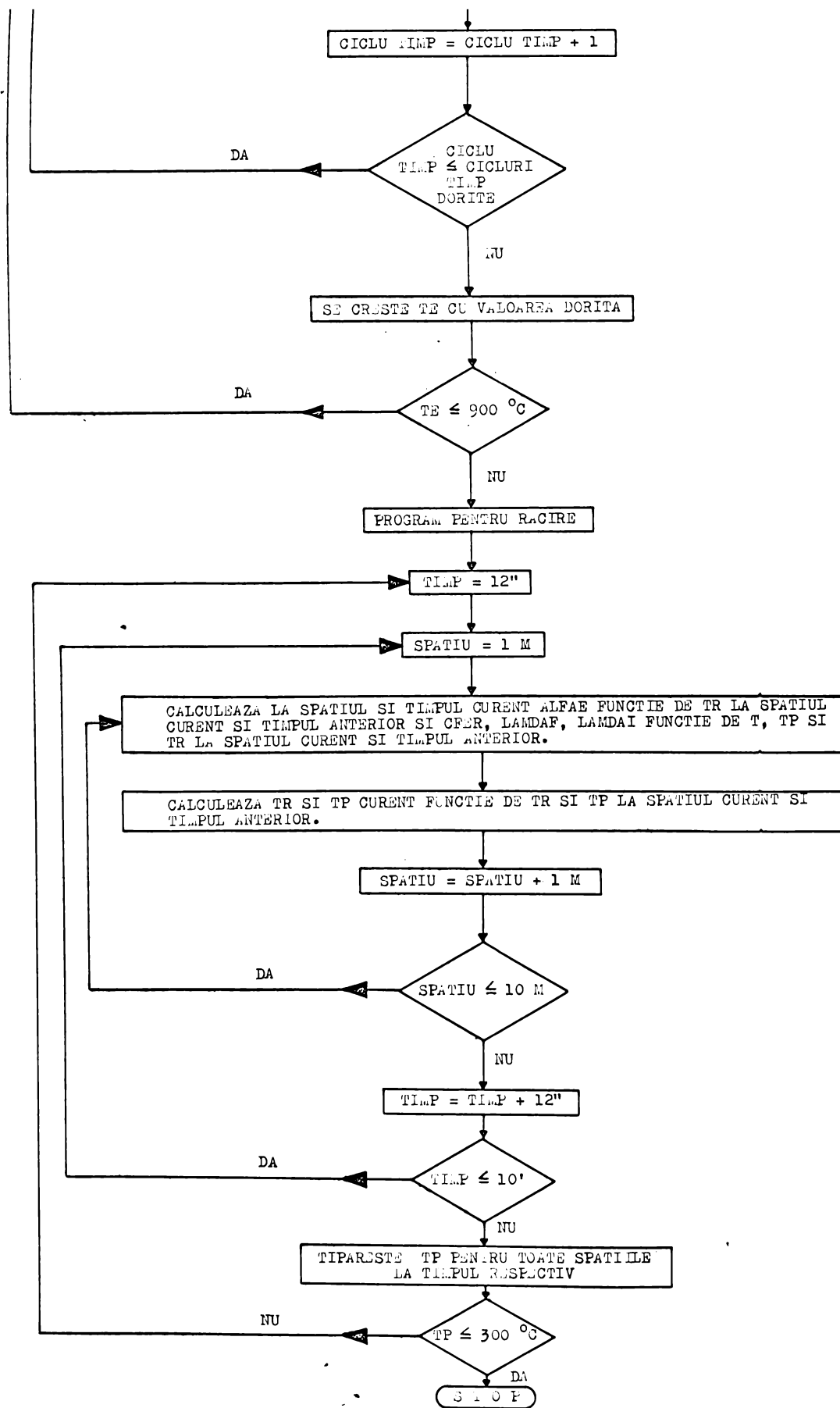
Salturile în lungul cilindrului și în timp sînt notate cu indicii A și B, atribuiți valorilor  $t_{g1}$  (TE);  $tp_1$  (T);  $tp_2$  (TP) și  $tp_3$  (TR), valorile lui A definind saltul în lungime, iar ale lui B saltul în timp. Pentru saltul în timp ( $\Delta z$ ) s-a admis valoarea de 12 secunde și considerîndu-se un ciclu de timp format din 50 de pași, se intabelează valorile calculate din 600 în 600 secunde, deci din 10 în 10 minute. Pentru saltul în lungime (în lungul cilindrului), s-a admis un pas de 0,1 m cu un ciclu de 10 pași, întabelarea făcîndu-se din 1 m în 1 m.

Diversele programe rulate se deosebesc între ele prin variația datelor inițiale  $t_{g1}$ ;  $t_e$ ;  $(tp_1)z$ ;  $W_a$ , precum și prin varierea creșterii valorii  $t_{g1}$  și a timpului cât s-a menținut calculul încălzirii pentru fiecare valoare a temperaturii  $t_{g1}$ .

Primele programe care s-au rulat au fost simple și au avut drept scop să constate influența temperaturii  $t_{g1}$  și a timpului cât se menține ea la o anumită valoare, precum și influența grosimii izolației.

Programele care se dau în anexă (12 variante de program), sînt mai complexe și au fost rulate înaintea încercărilor pe stația pilot, în vederea obținerii unor valori pentru anumite





SCHEMA LOGICA A PROGRAMULUI DE CALCUL  
Fig. 5.1

elemente necesare conducerii lucrului cu stația pilot, pentru a constata niște influențe asupra valorilor calculate, precum și pentru a afla niște valori comparabile cu valorile măsurate în timpul încercărilor pe stația pilot.

Programele ce se dau în anexe poartă date de rulare mai recente, întrucât cele rulate înaintea încercărilor și a efectuării calculelor pentru a se fixa procedeul și dimensiunile stației pilot, s-au deteriorat.

În tabelele 5.3 la 5.14 din anexe, sînt extrase valorile calculate pentru temperaturile  $tp_2$  din 1 m în 1 m lungime de cilindru, valorile temperaturilor  $tg_1$ ,  $tg_2$  și  $t_{ext}$ , din 30 în 30 minute, din cele 12 programe.

Programul nr. 1 s-a rulat cu temperatura  $tg_1 = 800$  °C constant, timp de 7 ore (420 minute), temperatura exterioară  $t_{ext} = 20$  °C constantă, grosimea izolației  $\delta_{iz} = 0,05$  m. Urmărind tabelul 5.3 cu extrasele calculelor, se constată că după 420 minute, temperatura  $tp_2$  pentru primul tronson a crescut de la 20 °C la 756 °C, iar pentru tronsonul 10 (ultimul), de la 20 °C la 671 °C, deci cu un ecart mediu de 122,67 °C/oră, respectiv 109,67 °C/oră. Cel mai mare ecart s-a calculat pentru primul tronson și în prima oră, de 358 °C/oră, cel mai mic 7 °C/oră în ultima oră. Ecartul în lungime este de 142 °C/10 m în primele 30 minute, 241 °C/10 m în următoarele 30 minute, 312 °C/10 m în următoarele 30 minute, 342 °C/10 m în următoarele 30 minute (cel mai mare), apoi scade pînă la 85 °C/10 m în ultimele 30 minute de încălzire.

Ecartul calculat pentru prima oră pentru tronsoanele 1 la 6 este peste 150 °C/oră, admis de procedeu. Cu aceasta am arătat de ce nu am lucrat în continuare cu temperatura constantă a gazelor calde la intrare și am adoptat metoda cu varierea acestei temperaturi (de la 400 °C la 900 °C, rezultat al mai multor încercări de calcule prin rulări de programe).

Răcirea controlată s-a calculat la 18 1/2 ore (pînă s-a ajuns la  $tp_2$  pentru primul tronson la 301 °C), timp în care s-a realizat un ecart mediu de 24,59 °C/oră pentru primul tronson și de 21,73 °C/oră pentru ultimul tronson. Ecartul în lungime a variat de la 85 °C/10 m la începutul perioadei de răcire, la 32 °C/10 m la terminarea perioadei de răcire controlată (după 18 1/2 ore).

În rezultatele calculelor există niște inadvertențe

prin aceea că unele valori calculate pentru  $tp_2$  și  $tp_3$  nu sînt întotdeauna desorescătoare sau crescătoare continuu pe perioada de încălzire, în special la schimbări ale valorilor temperaturii  $t_{g_1}$ , lucru pe care-l explicăm prin aceea că relațiile de variație ale unor elemente de care depinde schimbul de căldură, incluse în metoda de calcul și în program, nu sînt perfecte și dau valori ce se suprapun în zonele de temperaturi respective. Autorul, așa cum s-a mai arătat, a preluat din literatură legile de variație ale elementelor de care depinde schimbul de căldură în regim nestaționar, pe care le-a considerat mai corespunzătoare, dar nu a avut posibilitatea de a verifica dacă între anumite limite nu prezintă discontinuități sau puncte de inflexiune și care în calculul inițiat nu se intercondiționează cumva în a ajunge la zone de discontinuități sau inflexiuni.

Inadvertențele menționate se manifestă în mai toate cele 12 variante de programe rulate, însă rezultatele finale nu sînt alterate de acest fapt.

Programul nr. 2 s-a rulat cu temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru variabilă de 400 °C; 450 °C; 500 °C ... .. 900 °C, pentru fiecare valoare cîte 2 ore, temperatura exterioară  $t_{ext} = 20$  °C constantă, grosimea izolației  $\delta_{iz} = 0,05$  m. Din tabelul 5.4 cu extrasele calculelor se constată că în timpul perioadei de încălzire de 22 ore, temperatura  $tp_2$  a crescut de la 20 °C la 849 °C cu un ecart mediu de 37,68 °C/oră pentru zona primului tronson și la 734 °C, cu un ecart mediu de 32,45 °C/oră pentru zona ultimului tronson. Ecartul cel mai mare s-a calculat după 10 ore de încălzire, în valoare de 101 °C/oră. Ecartul în lungime a variat de la 6 °C/10 m în primele 30 minute, 166 °C/10 m după 750 minute, scăzînd pînă la 115 °C/10 m la sfîrșitul perioadei de încălzire.

Răcirea controlată s-a calculat pînă la 302 °C pentru zona primului tronson și pînă la 264 °C pentru cea a ultimului tronson, cu un ecart mediu de 26,05 °C/oră, respectiv 22,38 °C/oră, durînd 21 ore. Ecartul în lung a variat de la 115 °C/10 m, la începutul perioadei, la 38 °C/10 m, la sfîrșitul perioadei.

Se observă că toate ecarterile sînt sub limitele admise de procedeu.

Programul nr. 3 s-a rulat cu aceleași date ca și programul nr. 2, dar cu grosimea izolației de  $\delta_{iz} = 0,1$  m. Din

tabelul 5.5 cu extrasele de calcule se constată că temperatura  $tp_2$  a crescut pînă la  $869\text{ }^\circ\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $38,59\text{ }^\circ\text{C/oră}$  pentru zona primului tronson și pînă la  $781\text{ }^\circ\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $34,59\text{ }^\circ\text{C}$  pe oră pentru zona ultimului tronson.

Ecartul cel mai mare s-a calculat după 11 ore de încălzire, în valoare de  $92\text{ }^\circ\text{C/oră}$ . Ecartul în lung a variat de la  $5\text{ }^\circ\text{C/10 m}$  în primele 30 minute, la  $62\text{ }^\circ\text{C/10 m}$  după 480 minute și la  $143\text{ }^\circ\text{C/10 m}$  după 750 minute, scăzînd la  $88\text{ }^\circ\text{C/10 m}$  la sfîrșitul perioadei de încălzire.

Răcirea controlată, care a durat 39 ore, s-a calculat pînă la  $300\text{ }^\circ\text{C}$  pentru zona primului tronson, cu un ecart mediu de  $14,59\text{ }^\circ\text{C/oră}$  și pînă la  $272\text{ }^\circ\text{C/oră}$ , cu un ecart mediu de  $13,05\text{ }^\circ\text{C/oră}$  pentru zona ultimului tronson. Ecartul în lung a variat de la  $88\text{ }^\circ\text{C/10 m}$  la începutul perioadei de răcire controlată, la  $28\text{ }^\circ\text{C/10 m}$  la sfîrșitul perioadei de răcire controlată.

Ecarturile sînt toate sub limitele admise de procedeu.

Programul nr. 4 s-a rulat cu aceleași date ca și programele nr. 2 și nr. 3, însă cu o grosime de izolație  $\delta_{iz} = 0,2$  m. Din tabelul 5.6 cu extrasele din calcule se observă că temperatura  $tp_2$  a crescut pînă la  $879\text{ }^\circ\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $39,05\text{ }^\circ\text{C/oră}$  pentru zona primului tronson și pînă la  $808\text{ }^\circ\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $35,82\text{ }^\circ\text{C/oră}$  pentru zona ultimului tronson.

Cel mai mare ecart calculat este de  $88\text{ }^\circ\text{C/oră}$ , calculat după 11 ore de încălzire. Ecartul în lung a variat de la  $6\text{ }^\circ\text{C/10 m}$  în primele 30 minute, la  $125\text{ }^\circ\text{C/10 m}$  după 660 minute, scăzînd la  $71\text{ }^\circ\text{C/10 m}$  la sfîrșitul perioadei de încălzire.

Răcirea controlată, care a durat  $71\frac{1}{2}$  ore, s-a calculat pînă la  $300\text{ }^\circ\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $8,1\text{ }^\circ\text{C/oră}$ , pentru zona primului tronson și pînă la  $276\text{ }^\circ\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $7,44\text{ }^\circ\text{C/oră}$  pentru zona ultimului tronson. Ecartul în lung a variat de la  $71\text{ }^\circ\text{C/10 m}$  la  $24\text{ }^\circ\text{C/10 m}$  la sfîrșitul perioadei de răcire controlată.

Făcînd comparație între rezultatele calculelor din programele nr. 2, nr. 3 și nr. 4, se observă că temperatura  $tp_2$  a crescut în 22 ore la  $849\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $869\text{ }^\circ\text{C}$ , respectiv  $879\text{ }^\circ\text{C}$ , pentru zona primului tronson și pînă la  $734\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $781\text{ }^\circ\text{C}$ , respectiv  $808\text{ }^\circ\text{C}$  pentru zona ultimului tronson, deci valori ce diferă între ele cu maximum  $3,5\%$  pentru zona primului tronson și cu maximum  $9,2\%$  pentru zona ultimului tronson, deci cu valori mici.

Pe perioada de răcire controlată, temperatura  $tp_2$  a



scăzut pe parcursul a 21 ore la 302 °C, 475 °C, respectiv 626 °C; Perioada răcirii controlate a durat 21 ore, 39 ore, respectiv 71 1/2 ore, cu ecarteri medii de 26,05 °C/oră, 14,59 °C/oră, respectiv 8,1 °C/oră pentru zona primului tronson, care a înregistrat ecarterile cele mai mari din întreaga masă a metalului, ecarteri foarte mici față de cele admise de procedeu.

Având în vedere faptul că după 19 ore de încălzire, temperatura  $t_{p2}$  a crescut în toate cele 3 cazuri ( $\delta_{iz} = 0,05$  m,  $\delta_{iz} = 0,1$  m,  $\delta_{iz} = 0,2$  m), în toată masa primului tronson peste temperatura de detensionare cu valori mari (800 °C, 817 °C, 828 °C), că în timpul de menținere a temperaturii de detensionare a crescut la 849 °C, 869 °C, respectiv 879 °C pentru aceeași zonă și la 734 °C, 781 °C, respectiv 808 °C pentru zona ultimului tronson, deci în limitele admise de procedeu, că ecarterul în lung nu diferă decât cu maximum 44 °C între ele, nereușindu-se a se uniformiza temperatura în lung decât până la un ecart de 7,1 °C/m la  $\delta_{iz} = 0,2$  m față de 11,5 °C/m la  $\delta_{iz} = 0,05$  m, am ajuns la concluzia că mărirea grosimii izolației de la  $\delta_{iz} = 0,05$  m la  $\delta_{iz} = 0,1$  m sau  $\delta_{iz} = 0,2$  m nu este necesară, ba mai mult chiar, îngreunează procesul de răcire controlată, măriindu-i durata în mod inutil de la 21 ore la 39 ore, respectiv la 71 1/2 ore.

În concluzie, s-a adoptat ca grosime de izolație din vată de zgură  $\delta_{iz} = 0,05$  m.

Programul nr. 5 s-a rulat cu temperatura de intrare a gazelor în cilindru variabilă de 400 °C, 450 °C, 500 °C ... .. 900 °C, câte o oră pentru fiecare valoare, temperatura exterioară  $t_{ext} = 20$  °C constantă, grosimea izolației  $\delta_{iz} = 0,05$  m ca și în programul nr. 2. Din tabelul 5.7 cu extrasele calculelor se observă că pe timpul perioadei de încălzire, care a durat 11 ore, temperatura  $t_{p2}$  a crescut de la 20 °C la 831 °C pentru zona primului tronson, cu un ecart mediu de 73,73 °C/oră și la 688 °C pentru zona ultimului tronson, cu un ecart mediu de 60,73 °C/oră.

Ecarterul în lung a fost de 6 °C/10 m în primele 30 minute, a crescut la 252 °C/10 m după 420 minute (7 ore), scăzând la 143 °C/10 m la sfârșitul perioadei de încălzire.

Pe perioada de răcire controlată, care a durat 20 1/2 ore, temperatura a scăzut de la 831 °C la 300 °C, cu un ecart de 25,9 °C/oră pentru zona primului tronson și de la 688 °C la

256 °C, cu un ecart de 21,0 °C/oră pentru zona ultimului tronson. Ecartul în lung a scăzut de la 143 °C/10 m, la începutul perioadei de răcire controlată, la 48 °C/10 m la sfârșitul acesteia.

Ecarturile în timp sînt sub limitele admise de procedeu, însă ecarturile în lung depășesc limitele în intervalul de timp 390 - 510 minute de la începutul perioadei de încălzire, cînd temperatura pe primul tronson este de 653 - 719 °C (deci periculoasă). Acest lucru ne-a făcut să concluzionăm că mărind temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru de la 400 °C la 900 °C cu cîte 50 °C din oră în oră, nu se pot obține rezultate corespunzătoare și am hotărît ca programul ce urma a se rula pentru încercarea de preomologare și după care urma să se controleze încercarea, să mențină cîte 2 ore temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru la nivelele de 400 °C; 450 °C; 500 °C ... 900 °C.

Programul nr. 6 s-a rulat cu temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru, variabilă de 400 °C; 450 °C; 500 °C ... 900 °C cîte 2 ore, temperatura exterioară  $t_{ext} = 4$  °C (cît înregistra termometrul din aer la începerea încercării de preomologare) constantă pe tot parcursul programului, grosimea izolației  $\delta_{iz} = 0,05$  m, cît avea izolația stației pilot.

Din tabelul 5.8 cu extrasele calculelor, se observă că pe timpul perioadei de încălzire, care a durat 22 ore, temperatura  $t_{p2}$  a variat în zona primului tronson de la 4 °C la 850 °C, cu un ecart mediu de 38,45 °C/oră și de la 4 °C la 727 °C, cu un ecart mediu de 32,86 °C/oră pentru zona ultimului tronson. Ecartul în lung variază de la 6 °C/10 m în primele 30 minute la 153 °C/10 m după 11 ore de încălzire și scade la 123 °C/10 m la sfârșitul perioadei de încălzire. Cel mai mare ecart calculat pentru perioada de încălzire este de 96 °C/oră, calculat după 10 ore de încălzire.

Pe perioada de răcire controlată, care a durat 20 ore 40 minute, temperatura a scăzut de la 850 °C la 301 °C, cu un ecart mediu de 25,56 °C/oră pentru zona primului tronson și de la 727 °C la 260 °C, cu un ecart mediu de 22,6 °C/oră, pentru zona ultimului tronson. Ecartul în lung a variat de la 123 °C/10 m la 41 °C/10 m la sfârșitul perioadei de răcire controlată.

Toate ecarturile sînt sub limitele admise de procedeu

în afară de cel în lung, calculat pentru timpul de 11 ore de la încălzire, care depășește cu 3 °C limita de 150 °C/10 m, admisă de procedeu.

Programul nr. 7 s-a rulat după efectuarea încercării de preomologare, cu temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru de 400 °C; 450 °C; 500 °C ... 900 °C, dar cu intervale de timp de menținere a acestei temperaturi variabile și anume timpi efectivi cât s-au menținut debitele de aer secundar corespunzătoare temperaturilor respective. Temperatura exterioară s-a menținut la 4 °C, grosimea izolației  $\delta_{iz} = 0,05$  m.

Din tabelul 5.9 cu extrasele calculelor, se observă că pe timpul perioadei de încălzire de 18 ore, temperatura  $tp_2$  a crescut de la 4 °C la 854 °C, cu un ecart mediu de 47,22 °C/oră pentru zona primului tronson și de la 4 °C la 737 °C, cu un ecart mediu de 40,72 °C/oră pentru zona ultimului tronson. Cel mai mare ecart calculat este de 123 °C/oră după 9 1/2 ore. Ecartul în lung a crescut de la 6 °C/10 m în primele 30 minute la 203 °C/10 m după 10 ore de încălzire și a scăzut apoi la 117 °C/10 m la sfârșitul perioadei de încălzire.

În perioada de răcire controlată care a durat 20 ore 40 minute, temperatura  $tp_2$  a scăzut de la 854 °C la 301 °C, cu un ecart mediu de 26,76 °C/oră pentru zona primului tronson și de la 737 °C la 261 °C, cu un ecart mediu de 23,03 °C/oră pentru zona tronsonului ultim.

Ecartul în lung a scăzut de la 117 °C/10 m la 36 °C/10 m la sfârșitul perioadei de răcire controlată.

Programul nr. 8 s-a rulat înaintea încercării de omologare, cu temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru variabilă de la 400 °C la 900 °C din 50 în 50 °C, cu intervale de timp de 2 ore pentru fiecare dintre aceste temperaturi, temperatura exterioară  $t_{ext} = 16$  °C (cît s-a înregistrat pe termometrul din mediul ambiant (la începutul încercării), constantă, grosimea izolației  $\delta_{iz} = 0,05$  m.

Din tabelul 5.10 cu extrasele calculelor, se observă că pe timpul perioadei de încălzire de 22 ore, temperatura  $tp_2$  a crescut de la 16 °C la 849 °C, cu un ecart mediu de 37,86 °C/oră pentru zona primului tronson și de la 16 °C la 728 °C, cu un ecart mediu de 33,36 °C/oră pentru zona ultimului tronson. Cel mai mare ecart calculat este de 102 °C/oră calculat după 10 ore de încălzire. Ecartul în lung crește de la 6 °C/10 m în primele

30 minute, la  $157^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  după 11 ore de încălzire și scade la  $121^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  la sfârșitul perioadei de încălzire.

Pe perioada de răcire controlată, care a durat  $20\frac{1}{2}$  ore, temperatura  $tp_2$  scade de la  $849^{\circ}\text{C}$  la  $302^{\circ}\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $26,68^{\circ}\text{C}/\text{oră}$  pentru zona primului tronson și de la  $728^{\circ}\text{C}$  la  $262^{\circ}\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $22,73^{\circ}\text{C}/\text{oră}$  pentru zona ultimului tronson. Ecartul în lung scade de la  $121^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  la  $40^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  la sfârșitul răcirii controlate. Toate ecarterile sînt sub limitele acceptate de procedeu, cu excepția celui în lung de  $151^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$ , care depășește limita admisă de  $150^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  ou  $1^{\circ}\text{C}/\text{m}$ .

Programul nr. 9 s-a rulat după efectuarea încercării de omologare și a avut ca scop, ca și programele nr. 10, nr. 11, și nr. 12, să calculeze temperaturile  $tp_2$  în diverse variante și să se tragă niște concluzii privitoare la metoda de calcul, în comparație cu rezultatele măsurărilor din încercarea de omologare. Programul s-a rulat cu valorile medii efectiv realizate pentru temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru și cu timpul cît a durat menținerea aceluiași debit de aer secundar, corespunzător temperaturii medii respective extrase din tabelul 6.21. Temperatura exterioară cu care s-a calculat a fost de  $16^{\circ}\text{C}$ , menținută constantă în program și grosimea izolației  $\delta_{iz} = 0,05\text{ m}$ . Din tabelul 5.11 cu extrasele calculelor, se observă că pe timpul perioadei de încălzire de  $16\frac{1}{2}$  ore, temperatura  $tp_2$  a crescut de la  $16^{\circ}\text{C}$  la  $807^{\circ}\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $47,94^{\circ}\text{C}/\text{oră}$  pentru zona primului tronson și de la  $16^{\circ}\text{C}$  la  $687^{\circ}\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $40,67^{\circ}\text{C}/\text{oră}$  pentru tronsonul ultim. Cel mai mare ecart este de  $169^{\circ}\text{C}/\text{oră}$ , calculat după 9 ore de încălzire. Ecartul în lung variază de la  $7^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  în primele 30 minute, la  $211^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  după 540 minute și scade la  $120^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  la sfârșitul perioadei de încălzire.

În perioada de răcire controlată, pe timp de 19 ore 40 minute, temperatura  $tp_2$  a scăzut de la  $807^{\circ}\text{C}$  la  $300^{\circ}\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $25,78^{\circ}\text{C}/\text{oră}$  pentru zona primului tronson și de la  $687^{\circ}\text{C}$  la  $258^{\circ}\text{C}$ , cu un ecart mediu de  $21,81^{\circ}\text{C}/\text{oră}$  pentru zona tronsonului ultim.

Ecartul în lung scade de la  $120^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$ , la începutul perioadei de răcire controlată, la  $42^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  la sfârșitul acestei perioade.

Programul nr. 10 s-a rulat cu aceleași date ca și pro-

gramul nr. 9, însă cu temperatura exterioară egală cu media temperaturilor exterioare măsurate în intervalele de timp pentru care s-au calculat temperaturile medii de intrare a gazelor calde în cilindru, extrase din tabelul 6.21.

Din tabelul 5.12 cu rezultatele calculelor, se observă că pe perioada de încălzire de 16 1/2 ore, temperatura  $tp_2$  a crescut de la 16 °C la 807 °C, cu un ecart mediu de 47,94 °C/oră pentru zona primului tronson și de la 16 °C la 685 °C, cu un ecart mediu de 40,55 °C/oră pentru zona ultimului tronson. Cel mai mare ecart calculat este de 146 °C/oră, calculat după 7 1/2 ore de încălzire. Ecartul în lung crește de la 7 °C/10 m în primele 30 minute, la 213 °C/10 m după 570 minute și scade la 122 °C/10 m la sfârșitul perioadei de încălzire.

Pe perioada de răcire controlată, timp de 19 ore 40 minute, temperatura  $tp_2$  a scăzut de la 807 °C la 300 °C, cu un ecart mediu de 25,78 °C/oră pentru zona primului tronson și de la 685 °C la 257 °C, cu un ecart mediu de 21,76 °C/oră pentru zona ultimului tronson. Ecartul în lung scade de la 122 °C/10 m la 43 °C/10 m la sfârșitul perioadei de răcire controlată.

Programul nr. 11 s-a rulat cu temperaturile de intrare a gazelor calde în cilindru, efectiv realizate în încercarea de omologare din 30 în 30 minute, temperatura mediului ambiant  $t_{ext} = 16$  °C constantă în tot programul, grosimea izolației  $\delta_{iz} = 0,05$  m.

Din tabelul 5.13 cu rezultatele calculelor, se observă că pe perioada de încălzire de 16 1/2 ore, temperatura  $tp_2$  a crescut de la 16 °C la 813 °C, cu un ecart mediu de 43,30 °C/oră pentru zona primului tronson și de la 16 °C la 688 °C, cu un ecart mediu de 40,73 °C/oră pentru zona ultimului tronson. Cel mai mare ecart calculat este de 162 °C după 8 ore de încălzire. Ecartul în lung crește de la 5 °C/10 m în primele 30 minute, la 209 °C/10 m după 570 minute de încălzire și scade la 125 °C/10 m la sfârșitul perioadei de încălzire:

În timpul perioadei de răcire controlată de 19 ore 40 minute, temperatura  $tp_2$  scade de la 813 °C la 302 °C, cu un ecart mediu de 25,98 °C/oră pentru zona primului tronson și de la 688 °C la 258 °C, cu un ecart mediu de 21,86 °C/oră, pentru zona ultimului tronson. Ecartul în lung scade de la 125 °C/10 m la 44 °C/10 m la sfârșitul perioadei de răcire controlată.

Programul nr. 12 s-a rulat cu aceleași elemente ca și

programul nr. 11, însă cu temperatura exterioară variabilă și egală cu temperatura efectiv înregistrată din 30 în 30 minute în încercarea de omologare.

Din tabelul 5.14 cu rezultatele calculelor, se observă că pe perioada de încălzire de 16 1/2 ore, temperatura  $t_{p2}$  a crescut de la 16 °C la 810 °C, cu un ecart mediu de 48,12 °C/oră pentru zona primului tronson și de la 16 °C la 684 °C, cu un ecart mediu de 40,48 °C/oră pentru zona ultimului tronson. Cel mai mare ecart calculat este de 161 °C, calculat după 9 ore de încălzire. Ecartul în lung crește de la 5 °C/10 m la 207 °C/10 m după 10 ore de încălzire și scade apoi la 115 °C/10 m la sfârșitul perioadei de încălzire.

Pe perioada de răcire controlată de 19 ore 40 minute, temperatura  $t_{p2}$  a scăzut de la 810 °C la 301 °C, cu un ecart mediu de 25,88 °C/oră pentru zona primului tronson și de la 684 °C la 257 °C, cu un ecart mediu de 21,71 °C/oră pentru zona ultimului tronson. Ecartul în lung scade de la 115 °C/10 ore la 44 °C/10 m la sfârșitul perioadei de răcire controlată.

În tabelul nr. 5.15 se redau în sinteză unele elemente din care se pot trage următoarele concluzii:

- grosimea izolației să fie de 0,05 m vată de zgură, întrucât diferența de grosime nu influențează prea mult temperaturile ce se obțin în metal, nu se micșorează cu prea mult ecartul în lung în timpul menținerii temperaturii de detensionare, ecarterile medii în timp sînt cu mult sub ecartul admis de procedeu (vezi programul nr. 2, nr. 3 și nr. 4);

- temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru să fie variabilă, mai mică la început (400 °C) și mai mare la sfârșit (900 °C);

- variind timpul de menținere a fiecărei temperaturi de intrare a gazelor calde în cilindru, se observă că temperaturile maxime obținute pentru zona primului tronson variază între 807 °C și 879 °C, deci cu maximum 8,2 %, iar în zona ultimului tronson între 684 °C și 808 °C, deci cu maximum 15,35 % (s-a exclus varianta cu temperatura constantă a gazelor calde la intrarea în cilindru);

- ecartul în lung în ultima parte a încălzirii variază între 115 °C/10 m și 143 °C/10 m, dacă excludem prima variantă de program, care are un ecart inadmisibil 358 °C/oră și variantele nr. 3 și nr. 4, care am văzut că nu mai au și alte avantaje;

- aproape toate variantele dau ecarteri maxime în lung

TABEL SINOPTIC CU REZULTATELE CALCULELOR DIN CELE 12 VARIANTE DE PROGRAME

TABEL NR.5.15

Nr. programa-lui	PERIOADA DE INCALZIRE										PERIOADA DE RACIRE CONTROLATA									
	Du- ra- ta T <sub>2</sub>	Temp. max. at-in- sa T <sub>2</sub>	Temp. max. at-in- sa T <sub>11</sub>	Temp. mediu T <sub>2</sub>	Temp. mediu T <sub>11</sub>	Ecart max. T <sub>2</sub>	Ecart max. T <sub>11</sub>	Ecart in lung	Temp. pa- lier T <sub>2</sub> de la la	Temp. pa- lier T <sub>11</sub> de la la	Du- ra- ta pe- pa- li- er	Du- ra- ta T <sub>2</sub>	Temp. oalo- T <sub>2</sub>	Temp. oalo- T <sub>11</sub>	Ecart T <sub>2</sub>	Ecart mediu T <sub>11</sub>	Ecart la sfir- sit	Temp. ext. t ext		
	ore	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C	ore	ore	°C	°C	°C	°C	°C	°C	°C		
1	7	756	671	122,67	109,67	$\frac{258}{60}$	$\frac{342}{120}$	$\frac{756}{756}$	$\frac{669}{671}$	1	$18\frac{1}{2}$	301	269	301	21,73	32	20			
2	22	849	734	37,68	32,45	$\frac{101}{600}$	$\frac{166}{750}$	$\frac{823}{849}$	$\frac{708}{734}$	1 1/2	21	302	264	302	22,38	38	20			
3	22	869	781	38,59	34,59	$\frac{92}{660}$	$\frac{143}{750}$	$\frac{842}{869}$	$\frac{749}{781}$	1 1/2	39	300	272	300	13,05	28	20			
4	22	879	808	39,05	35,82	$\frac{88}{660}$	$\frac{125}{660}$	$\frac{852}{879}$	$\frac{778}{808}$	1 1/2	$71\frac{1}{2}$	300	276	300	7,44	24	20			
5	11	831	688	73,73	60,73	$\frac{191}{360}$	$\frac{162}{510}$	$\frac{675}{831}$	$\frac{654}{688}$	1 1/2	$20\frac{2}{3}$	300	256	300	21,0	48	20			
6	22	850	727	38,45	32,86	$\frac{96}{600}$	$\frac{153}{660}$	$\frac{824}{850}$	$\frac{719}{727}$	1 1/2	$20\frac{2}{3}$	301	260	301	22,6	41	4			
7	18	854	737	47,22	40,72	$\frac{123}{570}$	$\frac{203}{600}$	$\frac{845}{854}$	$\frac{712}{737}$	1 1/2	$20\frac{2}{3}$	301	261	301	23,03	36	4			
8	22	849	728	37,86	33,36	$\frac{102}{600}$	$\frac{151}{660}$	$\frac{823}{849}$	$\frac{703}{728}$	1 1/2	$20\frac{1}{2}$	302	262	302	22,73	40	16			
9	$16\frac{1}{2}$	807	687	47,94	40,67	$\frac{169}{600}$	$\frac{211}{540}$	$\frac{747}{807}$	$\frac{656}{687}$	1 1/2	$19\frac{2}{3}$	300	258	300	21,81	42	16			

Nr. pro- gra- mu- lui	PERIOADA DE INCALZIRE					PERIOADA DE RACIRE CONTROLATA											
	Du- ra- ta T <sub>2</sub>	Temp. max. atîn- să T <sub>2</sub>	Temp. max. atîn- să T <sub>11</sub>	Ecart mediu T <sub>2</sub>	Ecart mediu T <sub>11</sub>	Ecart max. în lung	Ecart în lung la sfîr- șit	Temp. pe pa- lier T <sub>2</sub> de la la	Temp. pe pa- lier T <sub>11</sub> de la la	Du- ra- ta pe pa- li- er	Du- ra- ta T <sub>2</sub>	Temp. calo- T <sub>2</sub>	Temp. calo- T <sub>11</sub>	Ecart mediu T <sub>2</sub>	Ecart mediu T <sub>11</sub>	Ecart la sfîr- șit	Temp. ext. t ext
	ore	°C	°C	°C oră	°C oră	°C oră min	°C 10 m	°C	°C	ore	ore	°C	°C	°C oră	°C oră	°C 10 m	°C
10	16½	807	685	47,94	40,55	21½ 570	122	754 807	656 685	1½	19½	300	257	25,78	21,76	43	Varia- bilă
11	16½	813	688	48,30	40,73	208 570	125	743 813	659 688	1½	19½	302	258	25,98	21,86	44	16
12	16½	810	684	48,12	40,48	207 600	115	752 810	657 684	1½	19½	301	257	25,88	21,71	44	Varia- bilă

- 85 -

mari, peste 125 °C/10 m în timpul încălzirii, dar la sfîrșitul acestei perioade și pe timpul menținerii temperaturii de detensionare, ecarturile scad la valori sub 143 °C/10 m;

- ecarturile în lung sînt toate sub valorile admise de normele ASME (139°C pe fiecare interval de lungime) și normele firmei ELECTROTHERMAL (100 - 150°C pentru benzi de 300 mm);

- excluzînd varianta nr. 1, ecarturile medii în timp sînt mici pentru toate zonele cilindrului, încadrîndu-se între 32,45°C/oră și 73,73 °C/oră;

- ecarturile maxime în timp, excluzînd varianta nr. 1, sînt între 88°C/oră și 169°C/oră, depășind valoarea admisă de procedeu în variantele nr. 9, nr. 11 și nr. 12;

- pe timpul menținerii temperaturii de detensionare, temperatura  $tp_2$  are variații de pînă la 50°C/1½ ore pentru zone de cilindru, deci sub limitele admise de procedeu, în afară de varianta nr. 5 (care are limite de variație între 156°C/1½ ore la 34°C/1½ ore) și variantele nr. 9, nr. 10 și nr. 11 (care au variații de 60 °C/1½ ore, 53 °C/1½ ore;



respectiv  $70\text{ }^{\circ}\text{C}/1\frac{1}{2}$  ore în zonele primelor tronsoane);

- perioada de răcire controlată variază ca durată între  $18\frac{1}{2}$  ore la 21 ore, excluzând variantele nr. 3 și nr. 4, care am arătat că lungesc inutil durată la 39, respectiv  $71\frac{1}{2}$  ore;

- ecarturile medii în timp pe perioada de răcire controlată variază între  $7,44\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{oră}$  și  $26,76\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{oră}$  pentru toate zonele cilindrului, deci cu mult sub cele admise de procedeu;

- ecarturile în lung la sfârșitul perioadei de răcire controlată variază între  $24\text{ }^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  și  $48\text{ }^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$ ;

- pe timpul menținerii temperaturii de detensionare, nu se poate ajunge la o uniformizare a temperaturii întregului cilindru, în nici una din variante, ci doar la o micșorare a ecartului cu  $5\text{.-}10\text{ }^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$ ;

- în perioada de răcire controlată, între aceleași limite de temperaturi  $tp_2$ , ecarturile în timp sînt aceleași, în oricare variantă, întrucît schimbul de căldură este influențat în cea mai mare măsură de temperatura mediului ambiant; ecarturile medii în timp pe toată perioada variază întrucît se pornește de la alte valori ale lui  $tp_2$ .

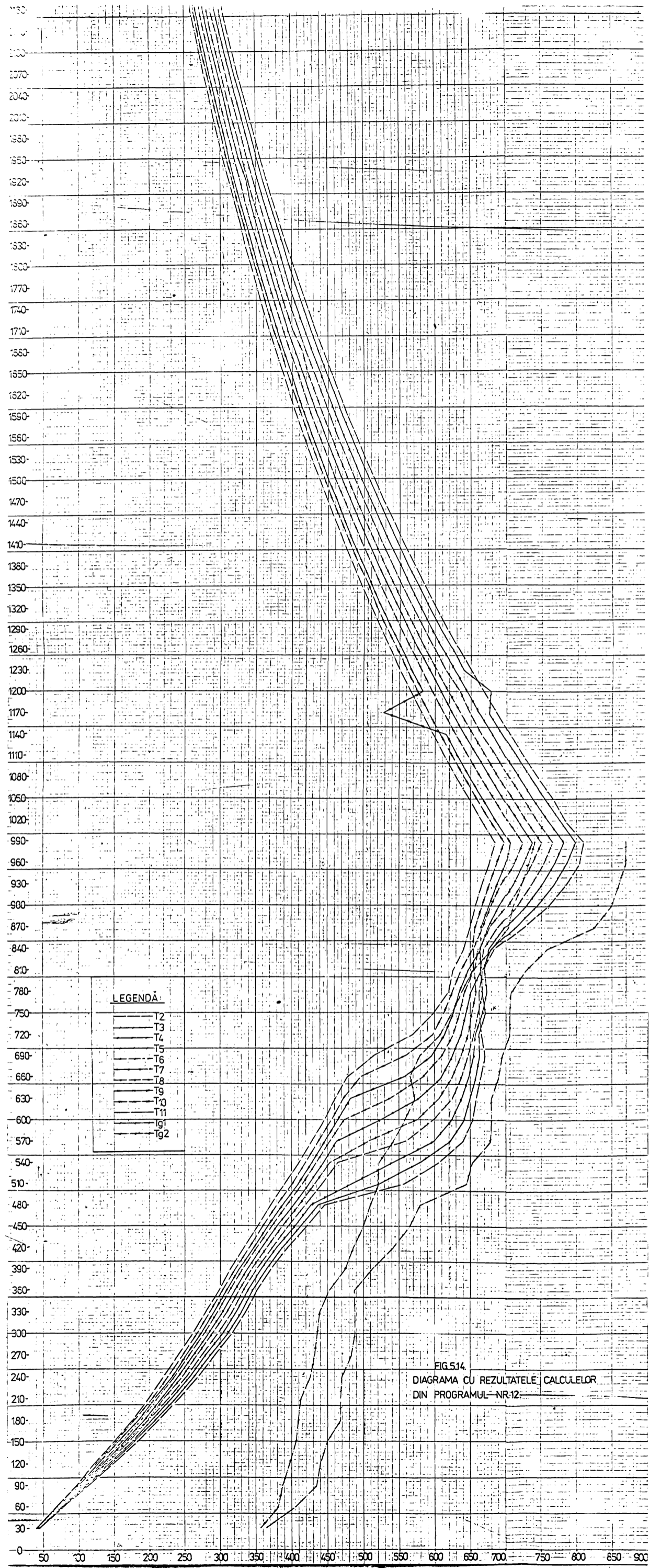


FIG.514.  
 DIAGRAMA CU REZULTATELE CALCULELOR  
 DIN PROGRAMUL-NR.12.

## Cap. VI. INSTALAȚIA EXPERIMENTALA - STATIA PILOT

---

Măsurătorile experimentale s-au efectuat pe o stație pilot, montată în incinta întreprinderii "AZUR" Timișoara și concepută din 3 părți distincte:

- Un generator de gaze calde, care să poată fi utilizat ulterior pe șantier pentru detensionarea integrală a sudurilor recipientilor și coloanelor chimice de către T.C.M.R.I.C.

- Instalația de măsurare și înregistrare, care să poată fi utilizată ulterior, împreună cu generatorul de gaze calde, pe șantier, pentru detensionare de către T.C.M.R.I.C.

- Un recipient metalic de formă cilindrică, care a fost achiziționat de către T.C.M.R.I.C., dintre rezervoarele neutilizate, existente la unul din combinatele chimice din țară.

Concepția stației pilot, tema de proiectare și proiectul tehnic al stației pilot s-au efectuat în cadrul Catedrei de termotehnică și mașini termice din I.P. Traian Vuia Timișoara, cu participarea autorului prezentei teze sub îndrumarea Tov. Prof. Dr. Ing. C. Ungureanu, iar detaliile de execuție pentru generatorul de gaze calde și de instalare ale recipientului au fost întocmite de către serviciul de proiectări al T.C.M.R.I.C. Instalațiile de gaze naturale ale stației pilot, dosarul preliminar și dosarul definitiv al acestora au fost executate de către autor, care este și autorizat gradul A pentru lucrări de gaze naturale.

Execuția generatorului de gaze calde (în afară de furnitura - armături), a fost făcută de către Combinatul chimic Borzești.

Instalarea și punerea în funcțiune a stației pilot s-a făcut de către T.C.M.R.I.C. Șantierul Timișoara, sub îndrumarea și supravegherea autorului. Exploatarea stației în timpul măsurătorilor s-a făcut de către autorul prezentei teze, ajutat de un grup de proiectanți din IPROTIM.

Stația pilot se poate vedea în fig. 6.1 și 6.3, în care se observă rezervorul (coloana) metalic (7), montat pe un șafodaj metalic (16) și izolat cu vată din zgură, precum și cabina (20) care adăpostește instalațiile de măsurare (AIM) și de automatizare (18).

Rezervorul metalic (7), de formă cilindrică a avut diametrul interior  $D = 2586$  mm, grosimea peretelui  $\delta = 32$  mm, dia-

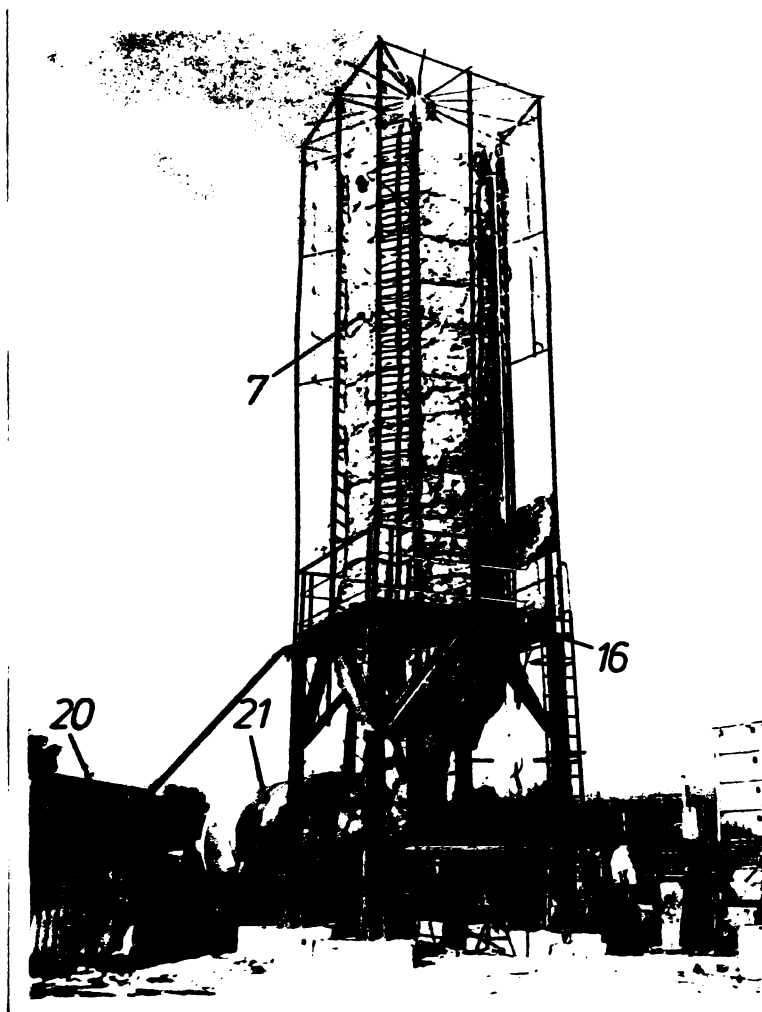


Fig. 6.1. Vederea generală a stației pilot

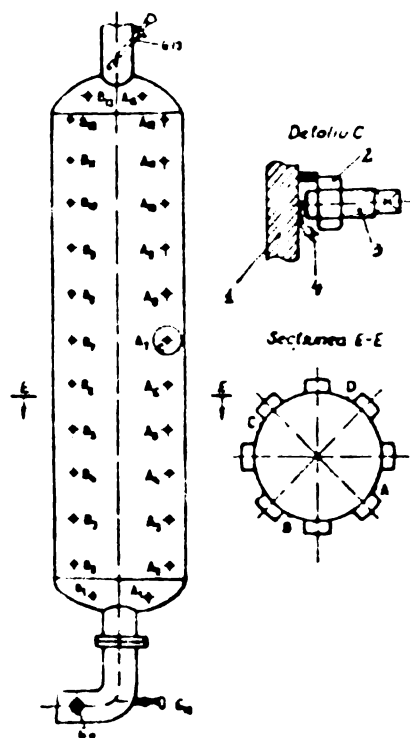


Fig. 6.2. Detalii de prindere a termocuplelor pe recipienti și de amplasare a termocuplelor  
 1 - mantaua recipientului  
 2 - piuliță hexagonală M 16  
 3 - șurub cu cap pătrat M 16x30  
 4 - termocuplu cromel - alumel

metrul exterior  $D_e = 2650$  mm, lungimea virolelor cilindrice  $H = 10.000$  mm, înălțimea calotelor 650 mm, lungimea ștuțului de intrarea gazelor calde (în partea inferioară a rezervorului)  $l_{si} = 500$  mm, lungimea ștuțului la ieșirea gazelor din rezervor (în partea superioară a rezervorului)  $l_{se} = 1000$  mm, diametrul interior al ambelor ștuțuri  $d_{si} = 500$  mm.

Rezervorul metalic a fost confecționat din tablă de oțel ușor aliat 16 M 05.

Ștuțul de intrarea gazelor calde a fost confecționat din oțel refractar, ca și racordul de la generatorul de gaze calde la rezervor.

Rezervorul a fost izolat cu vată din zgură, a cărei grosime măsurată după execuție a fost de  $\delta_{iz} = 50$  mm. Ștuțul de intrare, racordul la generatorul de gaze calde, precum și acesta au fost izolate cu vată din zgură de 250 mm.

Pe rezervor s-au montat termocuplele din cromel - alumel în număr de 52 buc., dintre care 44 buc. pe 4 rânduri dispuse din 1 m în 1 m pe aceeași generatoare începînd de la 20 mm de deasupra primei

suduri unde începe porțiunea cilindrică a rezervorului, 4 buc. pe calota inferioară și alte 4 bucăți pe calota superioară. Cele 4 rînduri de termocuple au fost decalate în secțiune cu  $90^\circ$ . Prin-  
derea termocuplelor se vede în fig. 6.2. în care se vede și am-  
plasarea termocuplelor.

La distanța de 5 mm de manta s-a sudat o piuliță M 16 prin cîteva puncte printre care s-a introdus capătul cu sudura caldă a termocuplei (termocuplele nu au fost protejate la oa-  
păt) și cu un șurub cu cap pătrat M 16 s-a strîns termocupleul pentru a face contact intim cu fața exterioară a mantalei meta-  
lice a rezervorului, zona de contact fiind în prealabil curăța-  
tă la luciu metalic.

S-a introdus cîte un termocuple cromel - alumel cu tea-  
că de protecție în ștuțul de intrare în recipient, în ștuțul de  
evacuare din acesta și în conducta de racord între generator și  
cilindru, după amestecul cu aerul rece, pentru a se putea măsura  
temperatura gazelor calde la intrarea și ieșirea din recipient.

Pe ștuțul de intrare în recipient s-a prevăzut și o pri-  
ză de  $\varnothing 1''$  pentru prelevarea gazelor calde în vederea analizei  
lor.

Schema de principiu a stației pilot este redată în  
fig. 6.3. La alcătuirea ei s-a avut în vedere că instalația de  
generare a gazelor calde și aparatura de măsură, control și si-  
guranță, să poată fi folosite ulterior în producție pentru deten-  
sionarea integrală a sudurilor coloanelor, reactoarelor și reci-  
ipientelor chimice, motiv pentru care sînt ușor manevrabile.

Generatorul de gaze calde (21) s-a așezat pe o sanie,  
putînd fi tractat în ambele sensuri.

El se compune dintr-o manta metalică (1) din tablă de  
oțel de 15 mm, camera spirală (2) de turbionare a aerului secun-  
dar de amestec, tubul de foc conic (3) perforat, confecționat  
din oțel refractar, dispozitivul de reglaj (4) a admisiei aeru-  
lui secundar de amestec, paletele de turbionare (5) din oțel re-  
fractar, corpul conic (9) și supapa de suprapresiune (6).

Generatorul este prevăzut cu un arzător de gaze natura-  
le (12) AMAG - 1600 - PC pentru focar cu suprapresiune de 140 mm  
CA, cu reglare automată de sarcină, prin panoul de automatizare  
(18).

Arzătorul a funcționat cu gaze naturale la presiunea de  
1100 la 2800 mm CA.



tate dispozitivul de justare a debitului de aer (DJA), presostatul de aer (PA) și dispozitivul de justare și reglare a debitului de aer (EA).

Toate aceste aparate și dispozitive au fost conectate la panoul (18), care a comandat automat prin program prestabilit toată automatizarea, controlul și siguranța arderii. Dispozitivele de justare și reglaj au fost prereglate manual pentru condițiile optime de ardere la debitul nominal (controlul făcându-se prin analiza gazelor calde prelevate de la ștuțul dispus pe intrarea gazelor în recipient), după care s-au conectat la panoul de automatizare (18).

Aerul secundar necesar amestecului gazelor calde în vederea varierii temperaturii acestora, a fost introdus în camera spirală (2) prin conducta (10) și în racordul dintre generator și recipient prin conducta (11), de către ventilatorul (8). Debiturile de aer secundar introduse în conductele (10) și (11) s-au putut regla cu ajutorul siberelor (13).

Măsurarea debitului de gaze naturale s-a făcut prin metoda indirectă, prin contor diferențial cu ajutoraj fix și s-a verificat prin diafragmă și manometru diferențial de tipul "tub U" cu apă. Debiturile de aer primar și secundar în prima fază de reglaje s-au măsurat cu ajutorul unor confuzoare - lemniscată (15) și tub Pitot.

Ca principiu de funcționare a generatorului s-a adaptat următorul:

Gazele naturale s-au ars cu flacără difuzivă în tubul de flacără tronconic (3), cu ajutorul arzătorului (12), realizându-se în flacără, temperatura de 1400 - 1600°C. Tubul tronconic a fost găurit, începând de la distanța de 2000 mm de gura arzătorului, cu un număr de 260 găuri  $\varnothing$  30 mm, în scopul pătrunderii de aer secundar de amestec necesar reglării temperaturii gazelor calde ( $tg_1$ ), în vederea introducerii în cilindru cu diverse valori: 400 - 450 - 500 - 550 - 600 - 650 - 700 - 750 - 800 - 850 și 900°C.

O parte din aerul secundar de amestec s-a introdus prin camera spirală (2) în spațiul dintre mantaua (1) și tubul de flacără tronconic (3), iar în altă parte din conducta (11), în racordul spre cilindru. Varierea debitului de aer secundar introdus în tubul de flacără (3) și zona în care a trebuit să fie introdus s-a realizat prin intermediul dispozitivului de reglaj (4), după prereglajul prin siberul (13).

Camera spirală (2) a avut rolul de a distribui aerul uniform în tot spațiul dintre manta și tubul de flacără, și de a-i da o mișcare turbionară.

Gazele fierbinți amestecate cu prima parte a aerului secundar, ce a intrat în tubul de flacără prin găurile practicate în acesta, având o mișcare de turbionare, au fost turbionate în continuare, în vederea unui amestec intim, de către paletetele (5), după care, prin partea tronconică (9), au fost dirijate din generator, prin conducta  $\varnothing$  500 mm spre recipientul cilindric. Pe porțiunea dreaptă a acestei conducte s-a mai prevăzut un racord de aer secundar (11), care a intrat tangențial în conducta de legătură în vederea turbionării pentru un amestec mai intim cu gazele calde, realizându-se în ultima fază, temperatura ( $t_{g_1}$ ) necesară. Aceasta s-a putut măsura cu ajutorul termocuplului introdus în conducta de racord și a celui introdus în ștuțul de intrare în cilindru.

După primele 3 încercări s-a renunțat la aerul introdus prin conducta 11, tot aerul secundar fiind introdus prin camera spirală.

#### 6.1. CALCULUL TERMIC AL GENERATORULUI DE GAZE CALDE

Calculul termic al generatorului de gaze calde s-a făcut pentru:

- Puterea nominală de 1600 KW (1,375 Gcal/h), suficientă pentru determinarea integrală a sudurilor recipientilor cilindrici cu dimensiunile până la  $D = 5$  m;  $H = 27$  m, perioada de încălzire durând, după un calcul preliminar, oca. 22 ore.

- Temperatura gazelor calde: 400 - 900°C

- Suprapresiunea în focar: 140 mm CA

- Debitul de gaze naturale: 160 Nm<sup>3</sup>/h

- Debitul de aer primar la puterea nominală, 1750 -  
- 1850 Nm<sup>3</sup>/h.

ARZATORUL corespunzător, de tipul monobloc AMAG - 1600 - PC, pentru arderea de gaze naturale, puterea nominală 1600 kW (1,375 Gcal/h), sistemul de reglare a sarcinei "continu - puțin - nimic", modul de reglare a sarcinei "automat după program" și "manual", a fost fabricat la ICMA Cluj - Napoca.

Caracteristici funcționale: presiunea nominală de dimensionare a conductelor de combustibil și înaintea regulatoru-



lui de presiune (RG) = 5000 mm CA, suprapresiunea în focar 140 mm CA, dimensiunile minime ale focarului prescrise 3,5 m lungime, 0,35 m distanța de la axul arzătorului la pereții laterali ai focarului, tensiunea de alimentare cu energie electrică 3 x 380 V, frecvența 50 Hz, puterea instalată cu cutii de forță și AMCR proprii 5,5 Kw, debitul de combustibil 160 Nm<sup>3</sup>/h gaze naturale cu Hi = 8500 Kcal/Nm<sup>3</sup>, ventilatorul de aer primar cu 1850 Nm<sup>3</sup>/h, p = 220 mm CA, motor 4 Kw - 3000 rot/min. direct cuplat. Aprinderea gaz - electric prin intermediul unui aprinzător de flacără care aprinde treapta "puțin" a arzătorului; condiționarea aprinzătorului este asigurată de un microîntrerupător cu releu de timp. Aprinzătorul de tip electrod de aprindere și masă la tensiunea de oca. 5000 V.c.a. e asigurat de un transformator de aprindere. Supravegherea flăcării s-a făcut cu supraveghetorul de flacără (19), compus dintr-un cap de vizare flacără cu celulă fotoelectrică și un bloc de amplificare, care oprește circuitul de gaze prin (S<sub>1</sub>) și (S<sub>2</sub>) oînd nu există flacără în focar, urmînd programul de prevențilare a generatorului și a coloanei, timp de minimum 5 minute.

Dimensiunile focarului (tubul de foc)

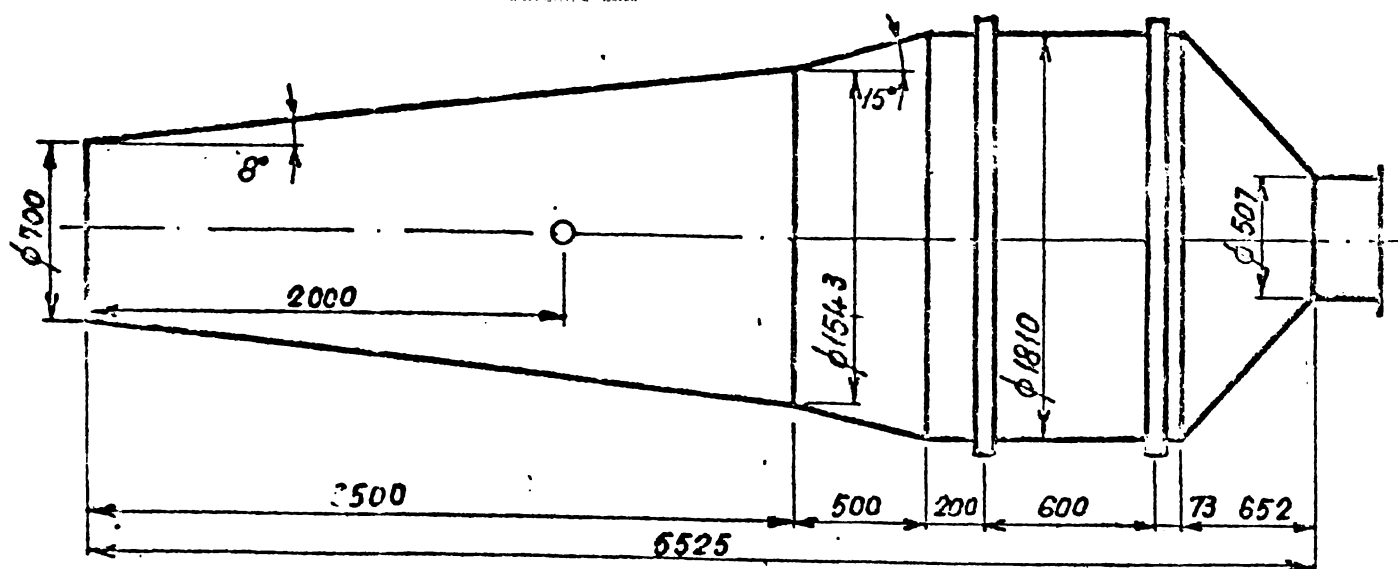


Fig. 6.4. Camera de ardere și tubul de foc.

Distanța de la axul arzătorului la perețele tubului de foc s-a luat 350 mm, în secțiunea de la gura arzătorului, deci  $D_1 = 700$  mm interior.

Lungimea părții tronconice, pe care sînt dispuse găurile de admisie a aerului secundar, este dată de lungimea flăcării.

S-a urmărit ca aerul secundar, care a răcit gazele de ardere să nu poată intra în contact cu acestea decât după ce gazul a fost complet ars; altfel, prin răcirea gazelor de ardere s-ar fi putut ca arderea să nu mai continue și să se fi obținut nearese sub formă de fulgi de carbon, care la temperaturi ale zonelor sucate de peste 650 °C, ar fi putut reacționa cu metalul, producând modificări nedorite în structura acestuia.

Conform [57], [58], lungimea teoretică a flăcării de difuziune este dată de relația:

$$L_0 = 6,65 \frac{Q_m}{\sqrt{G \rho_f}} \left( 1 + \frac{L_{\min}}{d} \right) \quad (6.1)$$

în care:

$Q_m$  = debitul masic de fluid carburant al arzătorului  
[kg/s];

$G$  = impulsul la arzător [N];

$\rho_f$  = densitatea medie a amestecului la sfârșitul  
flăcării [kg/m<sup>3</sup>];

$L_{\min}$  = aerul teoretic sau puterea combustantă  
[Nm<sup>3</sup> aer/Nm<sup>3</sup>] comb;

$d$  = densitatea relativă a combustibilului în raport cu aerul.

Din expresia (6.1) se observă că la același debit masic de fluid, lungimea flăcării este invers proporțională cu rădăcina pătrată a impulsului, în sensul că la creșterea impulsului, lungimea flăcării de difuziune scade.

Expresia generală a impulsului este dată de relația:

$$G = Q_m W_s + (P_a - P_s) S_s \quad (6.2)$$

în care:

$W_s$  = viteza fluidului la ieșirea din arzător [m/s];

$P_s$  = presiunea fluidului la ieșirea din arzător [bar];

$P_a$  = presiunea fluidului în amonte de arzător [bar];

$S_s$  = secțiunea prin care este injectat fluidul din arzător [m<sup>2</sup>].

În expresia (6.2), primul termen reprezintă impulsul dinamic, iar al doilea impulsul static.

Având în vedere faptul că arzătorul AMAG are presiunea în amonte de 1100 - 2300 mm CA și presiunea realizată în focar este de max. 140 mm CA și secțiunea  $S_s$  mică, termenul al doilea

se poate neglija.

Corespunzător celor 20 găuri  $\varnothing 3$  mm pentru ieșirea gazelor naturale din arzător, viteza gazului la ieșirea din arzător este:

$$W_s = \frac{160 \times 4}{3600 \times 3,14 \times 0,003 \times 0,003 \times 20 \times 0,5} = 629 \text{ m/s}$$

în care s-a acceptat coeficientul de contracție a vinei de fluid din orificiile de gaz de 0,5.

Debitul masic de gaze naturale cu greutatea masică de  $0,6635 \text{ kg/m}^3$  la  $16 - 20^\circ\text{C}$  este de  $106,16 \text{ kg/h}$  sau  $0,0295 \text{ kg/s}$ , deci impulsul va fi:

$$G = 0,0295 \times 629 = 18,56 \text{ [N]} .$$

Masa volumetrică medie a gazelor de ardere la sfârșitul flăcării este dată de relația:

$$\rho_f = \frac{\frac{V_{\text{CO}_2} \cdot M_{\text{CO}_2}}{V_M} + \frac{V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}}{V_M} + \frac{V_{\text{O}_2} \cdot M_{\text{O}_2}}{V_M} + \frac{V_{\text{N}_2} \cdot M_{\text{N}_2}}{V_M}}{V_{\text{CO}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} + V_{\text{N}_2}} \cdot \frac{T_0}{T_g} \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (6.3)$$

în care:  $V_{\text{CO}_2}$ ;  $V_{\text{H}_2\text{O}}$ ;  $V_{\text{O}_2}$ ;  $V_{\text{N}_2}$  sînt volumele componentelor gazelor cu ardere în  $\text{Nm}^3/\text{Nm}^3$  combustibil,  $M_{\text{CO}_2}$ ;  $M_{\text{H}_2\text{O}}$ ;  $M_{\text{O}_2}$  și  $M_{\text{N}_2}$  sînt masele molare ale componentelor gazelor de ardere în  $\text{kg/Kmol}$ , iar  $V_M$  este volumul molar al gazului perfect în  $\text{Nm}^3/\text{Kmol} = 22,416$ ,  $T_0 = 273$  și  $T_g =$  temperatura amestecului de gaze arse, la sfârșitul flăcării =  $1400^\circ\text{C}$ .

$$\rho_f = \frac{273}{1400} \cdot \frac{\frac{1,05955 \times 44}{22,416} + \frac{2,04747 \times 18}{22,416} + \frac{0,31196 \times 32}{22,416} + \frac{9,00875 \times 15}{22,416}}{1,05955 + 2,04747 + 0,31196 + 9,00875}$$

$$\rho_f = 0,2025 \text{ [kg/Nm}^3 \text{ comb.]} .$$

Lungimea teoretică a flăcării va fi:

$$L_0 = 6,65 \frac{106,16}{3600 \sqrt{18,56 \times 0,2025}} \left( 1 + \frac{9,9034857}{0,54} \right) = 1,956 \text{ m}$$

Conform [58], lungimea reală la care ar putea să ajungă flacăra este dată de relația:

$$L = L_0 (0,32 \sqrt{m} + 0,48) \quad (6.4)$$

Expresia parametrului  $m$  este:

$$m = \frac{G}{G_{\infty}} + \frac{G_a}{2 G_{\infty}} - \frac{1}{2} \quad (6.5)$$

în care:

$G$  = impulsul jetului de gaze combustibile [N] ;

$G_{\infty}$  = impulsul la sfîrșitul camerei de ardere [N] ;

$G_a$  = impulsul jetului de aer primar ieșit din arzător [N] ;

Debitul masic total al produselor de ardere cu care se calculează  $G_{\infty}$  este :

$$Q_{m\infty} = \rho_g \frac{B}{3600} + \rho_a \frac{L}{3600} \quad (6.6)$$

în care:

$\rho_g$  = masa volumetrică a gazului combustibil la temperatura de intrare în arzător de 20°C 0,6635 kg/m<sup>3</sup> ;

$B$  = debitul volumetric de gaz combustibil [Nm<sup>3</sup>/h] ;

$\rho_a$  = masa volumetrică a aerului de combustie la temperatura ambiantă de 20°C [1,2 kg/m<sup>3</sup>] ;

$L$  = debitul volumetric de aer primar la temperatura ambiantă de 20°C [Nm<sup>3</sup> aer/h] .

$$L = 1,15 \times 9,034857 \times 160 = 1822,24 \quad [\text{Nm}^3 \text{ aer/h}]$$

$$Q_{m\infty} = 0,6635 \cdot \frac{160}{3600} + 1,2 \cdot \frac{1822,24}{3600} = 0,6369 \quad [\text{kg/s}]$$

Viteza componentelor gazelor de ardere în secțiunea de la sfîrșitul flăcării (teoretice), unde după dimensiunile din fig. 6.4. diametrul are  $\varnothing$  1,2 m, este :

$$W_{am} = \frac{V_{am}}{S_{am}} ; \quad V_{am} = \frac{Q_{m\infty}}{\rho_f} \quad (6.7)$$

$$V_{am} = \frac{0,6369}{0,2025} = 3,145 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

$$W_{am} = \frac{3,145 \times 4}{3,14 \times 1,2 \times 1,2} = 2,7822 \quad [\text{m/s}]$$

$$G_{\infty} = 0,6369 \times 2,7822 = 1,772 \quad [\text{N}]$$

Debitul masic de aer ce iese din arzător este de 2186,69 [kg/h] , sau 0,6074 [kg/s] .

Viteza de ieșire a aerului din arzător AMAG cu secțiunea de ieșire circulară  $\varnothing$  230 mm.

$$W_a = \frac{1822,24 \times 4}{3600 \times 3,14 \times 0,23 \times 0,23 \times 0,5} = 12,189 \text{ [m/s]}$$

Impulsul jetului de aer:

$$G_a = 0,6074 \times 12,189 = 7,4 \text{ [N]}$$

Cu aceste elemente, valoarea coeficientului m, va fi

$$m = \frac{18,56}{1,772} + \frac{7,4}{2 \times 1,772} - \frac{1}{2} = 12,062$$

Deci, lungimea efectivă a flăcării ar putea fi:

$$L = 1,956 (0,32 \sqrt{12,062} + 0,48) = 3,1 \text{ [m]}$$

Tinând cont de aceste rezultate, s-a acceptat ca găurile de intrarea aerului secundar de amestec în vederea varierii temperaturii  $t_{g1}$ , să fie făcute de la distanța de 2000 mm de gura arzătorului, iar lungimea părții tronconice a tubului de flacără să fie de 3500 mm.

Restul dimensiunilor generatorului de gaze calde sînt date în fig. 6.4, fig. 6.5 și fig. 6.6.

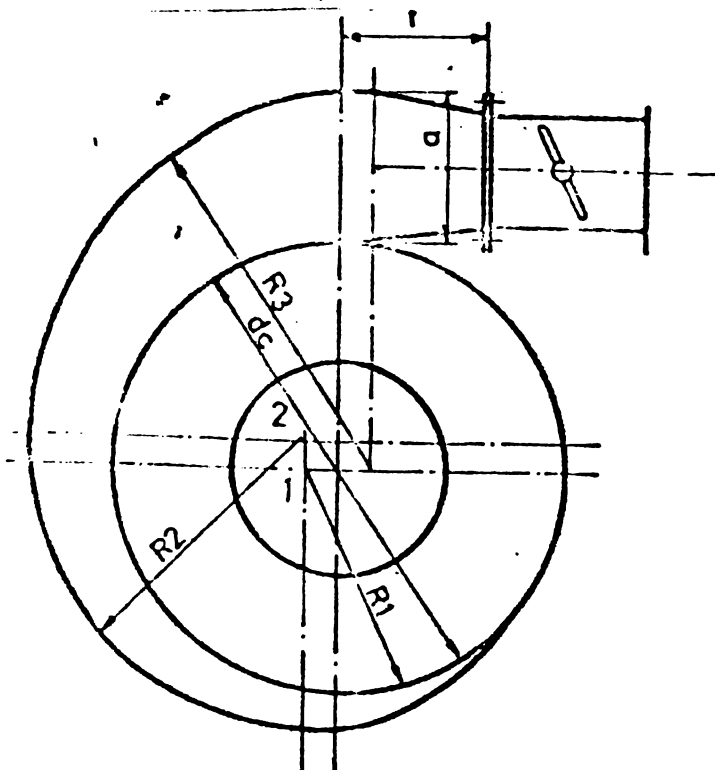


Fig. 6.5. Camera spirală

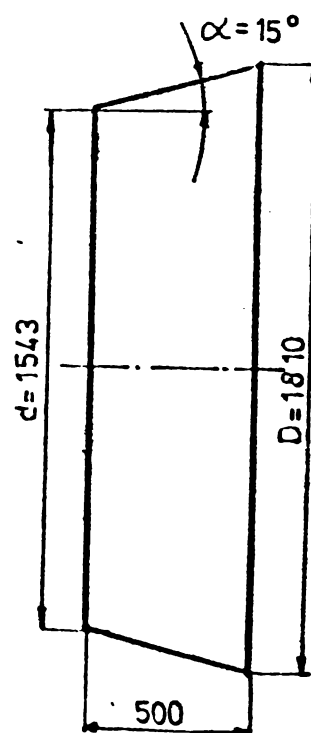


Fig. 6.6. Difuzor conic

S-a efectuat apoi calculul gazodinamic al circuitului de aer secundar, obținându-se următoarele pierderi de presiune:

- în conducta de legătură dintre ventilatorul de aer secundar și camera spirală  $\Delta p_1 = 22,1251$  mm CA
- în camera spirală  $\Delta p_2 = 29,818$  mm CA
- la trecerea prin cele 260 orificii cu  $\varnothing 30$  mm  $\Delta p_3 = 9,1743$  mm CA
- presiunea obținută în focar de către arzătorul AMAG este  $\Delta p_f = 140$  mm CA.

Deci ventilatorul de aer secundar a trebuit să dea o presiune de minimum:

$$H_{VS} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 + \Delta p_f = 201,1174 \text{ mm CA}$$

Ventilatorul cu care a fost echipată stația a avut următoarele caracteristici:

Ventilator centrifugal monoaspirant Simbol 475/4 cu

$$Q = 10.000 \text{ m}^3/\text{h} \quad H = 279 \text{ mm CA}$$

motor electric 15 kW, 1500 rot/min, poziția de montaj 1.

Calculul gazodinamic pe circuitul gazelor calde a dat următoarele valori pentru căderile de presiune:

- în difuzorul conic  $\Delta p_4 = 2,144$  mm CA;
- în paletele de turbionare  $\Delta p_5 = 0,3755$  mm CA;
- în confuzorul de la ieșirea din generatorul de gaze calde  $\Delta p_6 = 7,9498$  mm CA;
- în conducta de legătură între generatorul de gaze calde și coloana cilindrică  $\Delta p_7 = 7,4598$  mm CA;
- în coloana cilindrică  $\Delta p_8 = 22,1748$  mm CA;
- în ștuțul de ieșire din coloana cilindrică  $\Delta p_9 = 22,40$  mm CA.

Suma căderilor de presiune pe circuitul de gaze calde au totalizat:

$$\begin{aligned} H_{gc} &= \Delta p_4 + \Delta p_5 + \Delta p_6 + \Delta p_7 + \Delta p_8 + \Delta p_9 = \\ &= 60,5039 \text{ mm CA} \end{aligned}$$

Deci, suprapresiunea realizată în focar de către arzătorul AMAG este mai mare decât pierderile de presiune de pe circuit, ceea ce înseamnă că gazele de lucru vor circula prin cilindru, ieșind prin ștuțul de evacuare în atmosferă, această faptă a mai ține cont și de tirajul natural al sistemului.

## 6.2. INSTALAȚIILE DE MASURARE

- Măsurarea debitului de gaze naturale s-a făcut prin metoda indirectă, cu ajutorul fix și contor diferențial sistem "FOXBORO", înregistrator pe diagramă circulară și s-a verificat cu diafragmă fixă și manometru diferențial "tub U" cu apă. Debitul de gaze naturale s-a menținut în jurul valorii de 160 Nm<sup>3</sup>/h, pe tot timpul procesului de încălzire și menținere a temperaturii de detensionare, în toate încercările.

- Măsurarea debitului de aer primar s-a făcut cu confuzor - lemniscată, montat pe aspirația ventilatorului de aer primar, și tub Pitot, în faza de reglare, menținându-se în jurul valorii de 1820 Nm<sup>3</sup>/h pe tot timpul procesului de încălzire și de menținere a temperaturii de egalizare, în toate încercările.

- Măsurarea debitului total de aer secundar s-a făcut cu confuzor - lemniscată, montat pe aspirația ventilatorului de aer secundar, și tub Pitot în faza de reglare.

- Măsurarea debitului de aer secundar intrat în camera spirală s-a făcut cu diafragmă fixă, montată pe conducta (10) și manometru diferențial "tub U" cu apă.

- Măsurarea debitului de aer secundar introdus în racordul spre recipientul cilindric la primele 3 încercări s-a făcut tot cu diafragmă fixă, montată pe conducta (11) și manometru diferențial "tub U" cu apă. La următoarele încercări, debitul de aer secundar s-a măsurat pe aspirația ventilatorului, pe conducta (11) nemaicurgînd aer.

Valorile la care s-au menținut aceste debite se dau în tabel și ele au fost funcție de temperatura  $t_{g_1}$ .

În tabelul nr. 6.1 sînt concentrate valorile debitelor de aer secundar necesare stabilirii unei anumite temperaturi a gazelor calde la intrarea în recipientul supus detensionării.

VALORILE DEBITELOR DE AER SECUNDAR

Tabel 6.1.

tg <sub>1</sub> °C	Q <sub>sec.</sub> Nm <sup>3</sup> /h	Incercările 1 la 3		Incercările 4 la 9		OBS
		Q <sub>s.10</sub> Nm <sup>3</sup> /h	Q <sub>s.11</sub> Nm <sup>3</sup> /h	Q <sub>s.10</sub> Nm <sup>3</sup> /h	Q <sub>s.11</sub> Nm <sup>3</sup> /h	
1	2	3	4	5	6	7
400	9544	6744	2800	9544	-	Secțiunea deschisă
450	8127	6127	2000	8127	-	Carton A
500	7030	5430	1600	7030	-	Carton B
550	6100	4900	1200	6100	-	Carton 1
600	5350	4350	1000	5350	-	Carton 2
650	4510	3610	900	4510	-	Carton 3
700	4186	3380	800	4186	-	Carton 4
750	3725	2025	700	3725	-	Siberul de jos închis 1/4
800	3318	2818	500	3318	-	Siberul de jos închis 1/2
850	2962	2562	400	2962	-	Siberul de sus închis 1/4
900	2649	2249	400	2649	-	Siberul de sus închis sus 1/2

Varierea debitelor de aer secundar s-a făcut prin aplicarea la gura de absorbție a ventilatorului de aer secundar a unor cartoane cu secțiuni calculate precum și prin șiberele instalației de aer.



- Măsurarea temperaturii feței exterioare a mantalei metalice a cilindrului ( $tp_2$ ) s-a făcut cu termocuple din cromel - alumel și indicatoare - înregistratoare pentru semnale unificate de tipul E - O - 36 A pentru 12 piste, la fiecare putându-se lega 12 termocuple. Pentru ușoara identificare a măsurătorilor, pentru fiecare coloană de termocuple de pe aceeași generatoare cele 11 termocuple s-au legat la același aparat.

S-au ales aceste aparate, care sînt produse de către FEA București după licența japoneză HOKUSHIN, întrucît prezintă foarte mare precizie la măsurători ( $\pm 0,3\%$ ) cu sensibilitatea  $0,1\%$ , au o viteză mare de răspuns la modificări de temperatură, sînt comode de citit, etc. Aparatele pot indica și înregistra temperaturi de la  $0^\circ\text{C}$  la  $1000^\circ\text{C}$ , cu o rezistență maximă de linie de  $25\ \text{Ohmi/mV}$ . Rezistența liniilor la toate termocuplele s-a verificat și reglat la  $25\ \text{Ohmi/mV}$ .

Viteza de avans a diagramelor la fiecare aparat s-a reglat la cea mai mare valoare, tot pentru precizia măsurătorilor.

În măsurători s-a folosit gama de temperaturi  $0 - 1000^\circ\text{C}$  standardizată, reglîndu-se ca atare și aparatele.

Aparatele și termocuplele, s-au verificat în laboratorul de metrologie al Întreprinderii Mecanice Timișoara. Erorile de măsurare pentru fiecare termocuplu în parte cu cablul de legătură și aparatul respectiv au fost determinate cu ajutorul unui termocuplu etalon omologat de metrologie și au servit la reglarea aparatelor și rezistenței ohmice. Ele au fost foarte mici pînă la  $0,1\%$ .

- Măsurarea temperaturii aerului primar și secundar și a gazelor naturale s-a făcut cu ajutorul unor termometre tehnice cu mercur, întrucît la temperaturi sub  $100^\circ\text{C}$ , erorile de temperaturi măsurate cu termocuplele au fost de peste  $25\%$  (definite în laboratorul IMT la termocuplele noastre).

- Măsurarea temperaturii gazelor calde în ștuțul de intrare în coloana cilindrică s-a făcut cu un termocuplu cromel - alumel cu teacă și niplu  $\varnothing 1''$  și indicatorul - înregistrator E - O - 36 A. Această temperatură s-a mai măsurat și cu un alt termocuplu cu teacă montat pe conducta de legătură după amestecul cu aerul secundar adus prin conducta (11).

Pe parcursul măsurătorilor, temperaturile feței exterioare a mantalei metalice și a temperaturii exterioare a izolației au fost verificate cu un aparat electronic "THERM 2103" și termo-

cuplu "T126 - 1F" NiCr - Ni fabricat RFG. De asemenea, s-a verificat temperatura și prin citirea diferenței de potențial electric pe fiecare termocuplu cu ajutorul unui milivoltmetru electric V 535 MULTIMETER, fabricat RFG, și convertirea valorilor tensiunilor citite în grade Celsius.

- Măsurarea temperaturii gazelor calde la ieșirea din coloana cilindrică s-a făcut tot cu un termocuplu cromel - alumel cu teacă și niplu  $\emptyset$  1" și indicator - înregistrator E - O 36 A.

- Măsurarea temperaturii feței exterioare a izolației s-a făcut cu termocuplul electronic de suprafață "THERM 2103".

- Analiza gazelor calde introduse în coloana cilindrică s-a făcut cu aparatul "Orsat" la fiecare schimbare a valorii  $tg_1$ . Prelucrarea gazelor s-a făcut cu o sondă răcită cu apă.

- Reglarea arderii perfecte s-a făcut înainte de punerea în funcțiune a stației, cu ultima parte a conductei de legătură dintre generator și coloana cilindrică demontată, astfel că gazele calde s-au evacuat direct în atmosferă.

Mai întâi s-a observat forma, culoarea și aspectul optic al gazelor și apoi prin analiza gazelor calde, prereglându-se robinetele de justare a aerului primar și a gazelor naturale, precum și regulatorul de gaze naturale, s-a reglat arderea perfectă în generatorul de gaze calde.

Reglarea arderii s-a făcut pentru  $tg_1 = 400$  °C și s-a verificat și pentru celelalte temperaturi (450 - 500 - 550 - 600 - 650 - 700 - 750 - 800 - 850 și 900 °C), înscriindu-se debitele de aer secundar ce au trebuit introduse prin camera spirală, precum și prin conducta (11) (vezi tabelul 6.1).

Panoul de automatizare al arzătorului (18), precum și al aparatelor E - O - 36 A este redat în fig. 6.7.

În figurile 6.8, 6.9, 6.10 și 6.11 sunt prezentate fotografiile unor părți componente ale stației pilot.

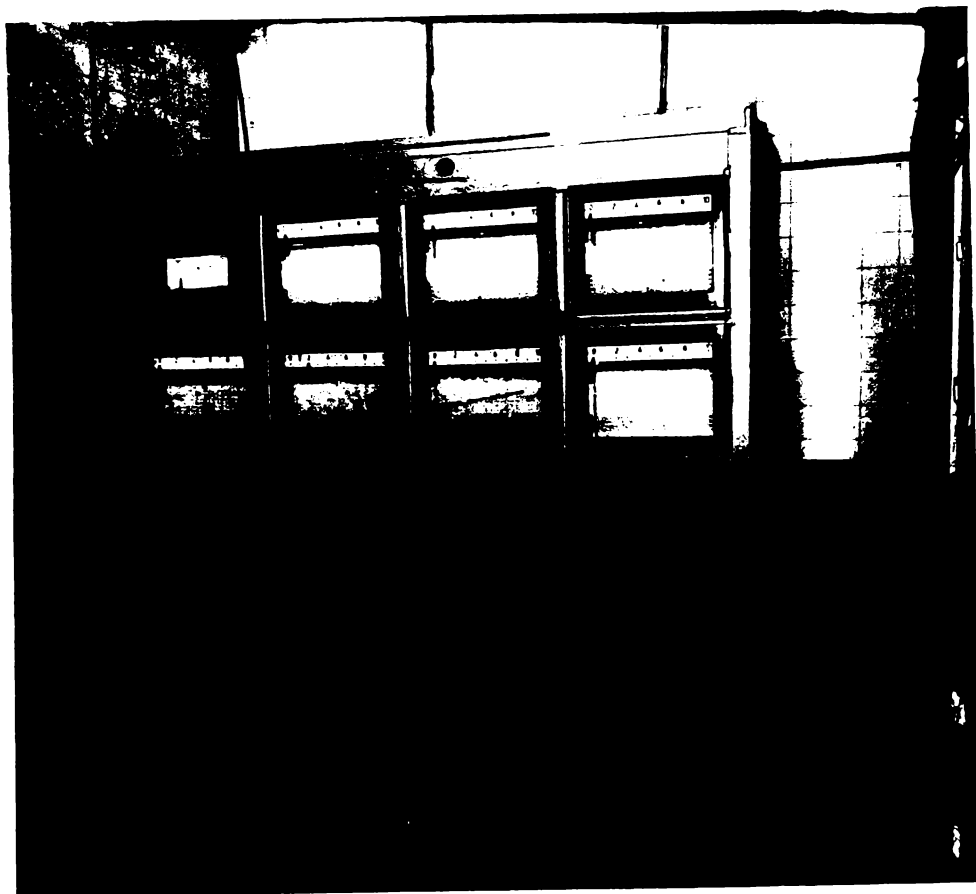


Fig. 6.7. Vedere din față a panourilor de automatizare și măsurare

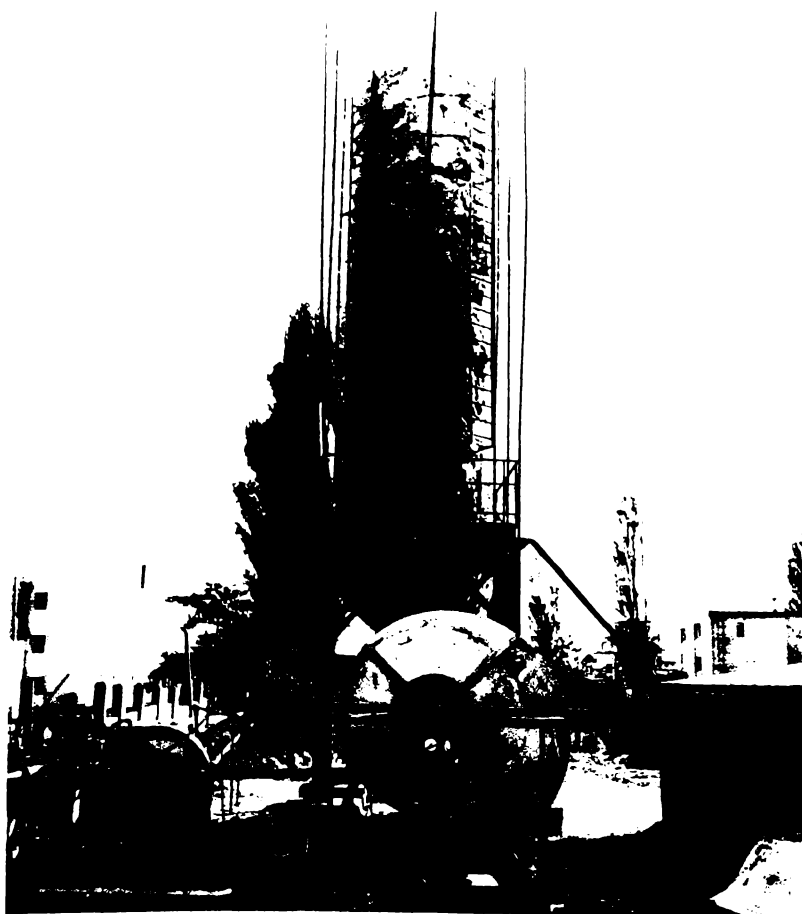


Fig. 6.8. Vedere din față a stației pilot

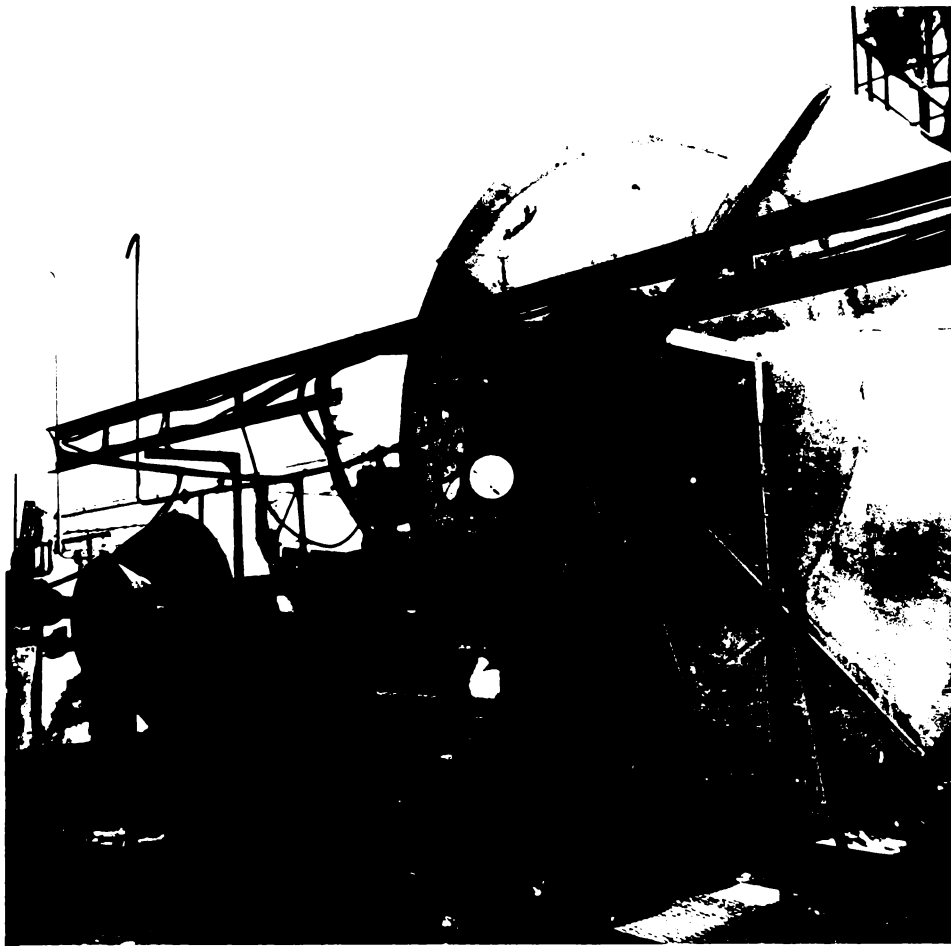


Fig. 6.9. Vedere din față: detalii

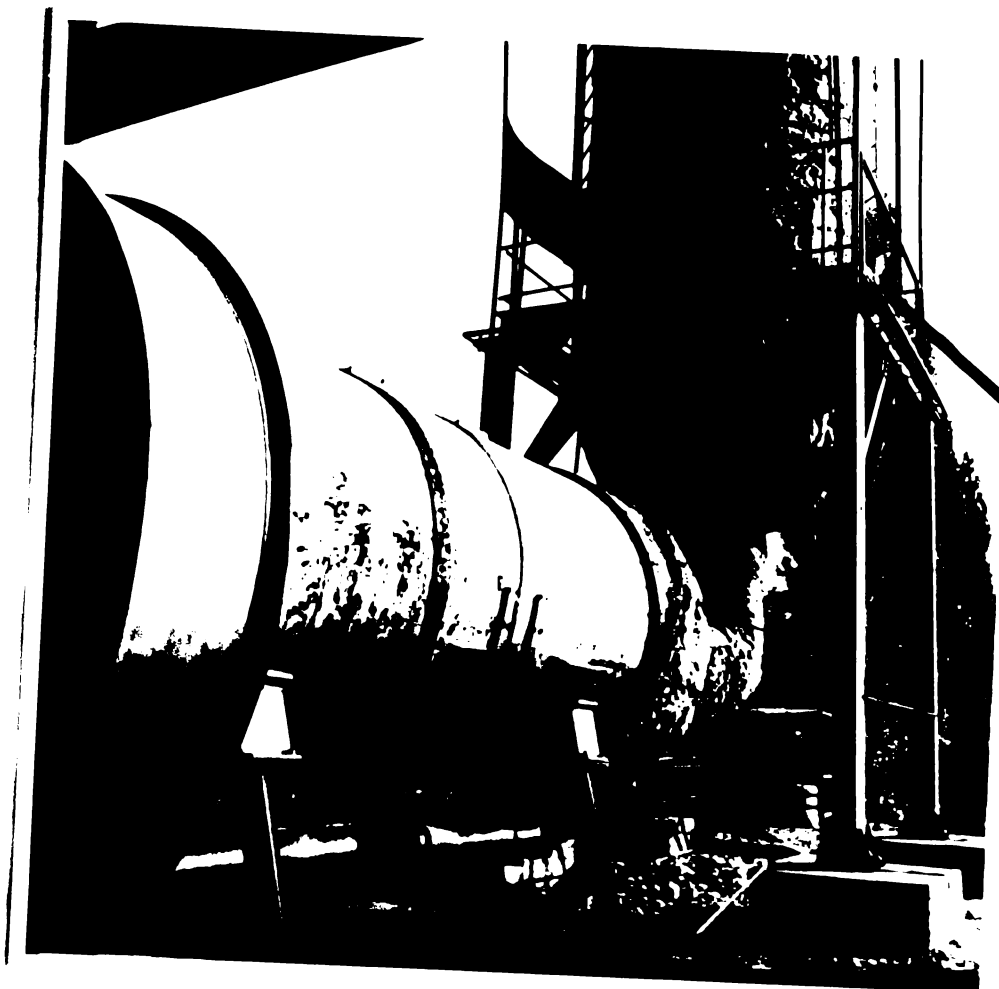


Fig. 6.10. Vedere generator de gaze: detalii

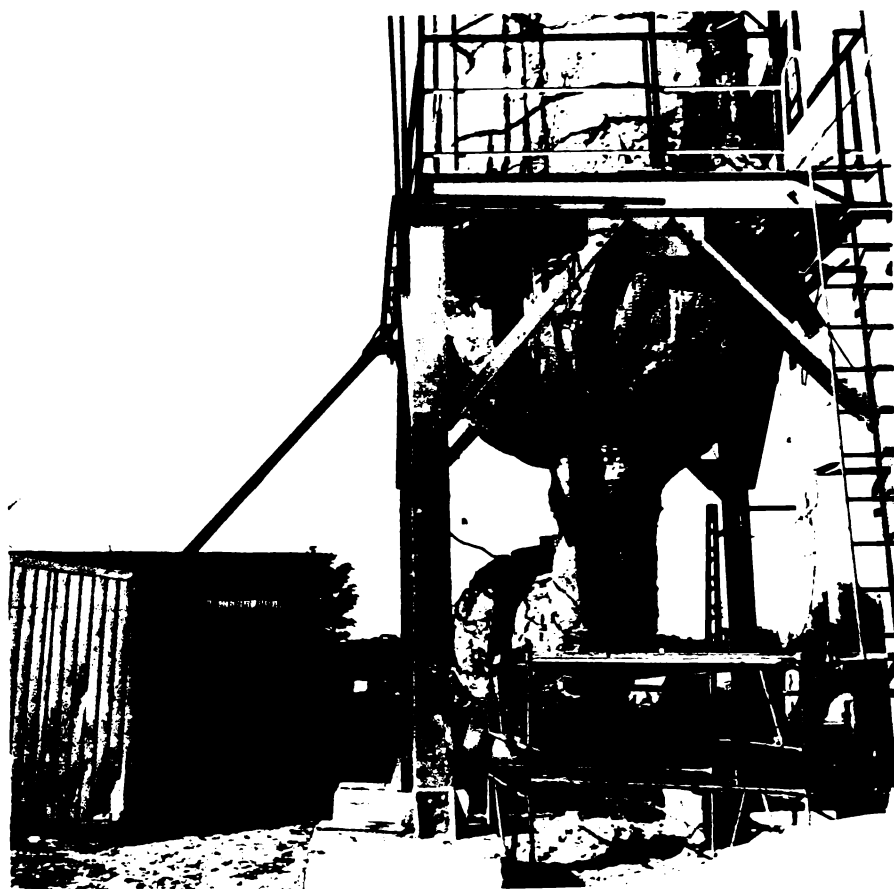


Fig. 6.11. Vedere eşafodaj, cabină AMG și racord generator de gaze calde - coloană cilindrică: detalii

### 6.3. METODA DE LUCRU CU STATIA PILOT

Este rezultată din observațiile care s-au făcut în decursul a celor 7 încercări preliminare efectuate cu stația pilot, penultima (de preomologare) și ultima (de omologare a procedurii), efectuându-se după programul complex.

Înainte de punerea în funcțiune a stației s-a verificat izolația termică ca grosime și consistență, poziția de montare corectă a termocuplelor și s-a montat sonda de prelevare a gazelor calde și aparatul ORSAT pentru analiza gazelor calde, verificându-se capacitatea de absorbție a substanțelor chimice din eprubete.

S-au verificat termometrele de gaz și aer, barometrul și manometrele de pe conductele de gaze naturale, precum și regulatele de gaze, ventilele automate de gaze, clapeta de aer - gaz, funcționarea șiberelor de aer și a manometrelor diferențiale și tuburilor "U" cu apă.

S-au deschis șiberetele de aer primar și secundar, și șiberul de gaze de la evacuarea în atmosferă a acestora.

S-a refulat conducta de gaze naturale prin refulatorul (2) fig. 6.13.

Pentru aprinderea focului s-au deschis robinetele (3), (11), (12), (16). La pornirile de probă ale arzătorului s-a impus reglarea robinetelor de justare a gazului și aerului pentru a se obține o ardere perfectă, pe baza analizei gazelor calde.

Pornirea instalației s-a realizat automat, după un program secvențional.

După declanșarea butonului de pornire, montat pe tabloul de comandă (vezi butonul din stînga fig. 6.7), instalația automată a realizat:

- pornirea ventilatorului de aer primar;
- deschiderea ventilului electromagnetic  $S_1$  și refularea gazului timp de 2 minute prin ventilul electromagnetic  $S_3$ , ventilele  $S_2$  și  $S_4$  fiind închise;
- acționarea servomotorului asupra clapetelor aer - gaz, închizîndu-le pînă la zero;
- închiderea ventilului  $S_3$  și deschiderea ventilului  $S_4$ , permițînd ajungerea gazelor naturale la arzătorul pilot, și simultan cu apariția scînteii electrice între electrozi și masă;
- după pornirea arzătorului pilot, intrînd în funcțiune fotocelula și deschizîndu-se electroventilul  $S_2$ , gazele naturale au ajuns în arzătorul principal pornind simultan și ventilatorul de aer secundar, cu clapeta aer - gaz în poziția minim deschis;
- dacă s-a realizat pornirea arzătorului principal, fotocelula a comandat închiderea electroventilului  $S_3$  și deci stingerea arzătorului pilot;
- după pornirea arzătorului principal, clapeta de aer - gaz s-a deschis progresiv cu ajutorul servomotorului, pînă la ajungerea la sarcina nominală, controlul făcîndu-se prin debitul de gaze naturale, care s-a calculat în momentul respectiv;
- în cazul ca toate secvențele menționate nu s-au realizat din vre-un motiv oarecare, instalația s-a oprit, lucru ce s-a întîmplat de mai multe ori; în acest caz s-a lăsat ventilatorul de aer secundar să funcționeze un timp de oca. 5 minute pentru prevenirea sistemului;
- pentru o nouă pornire a fost nevoie să se acționeze din nou butonul de pornire de pe panou.

În timpul funcționării arzătorului s-au putut întîmpla cazuri cînd din anumite motive (scăderea sau creșterea presiunii gazului natural în rețeaua de alimentare, defectarea reglatoare-

lor automate de presiune, etc.), să scadă sau să crească presiunea gazului la intrarea în arzător, astfel încât să fie pericol de stingere a acestuia datorită fie returului flăcării, fie ruperii acesteia de gura arzătorului, arzătorul pilot fiind stins.

Preîntâmpinarea acestor situații s-a realizat cu ajutorul presostatului (22), care a controlat în permanență presiunea gazului și în caz că aceasta nu se află între limitele reglate (1100 - 2800 mm CA), a dat impulsul pentru închiderea automată a electroventilului  $S_1$ , când flacăra s-a stins și a trebuit să fie reluat de la capăt ciclul de pornire.

Scăderea sau creșterea presiunii aerului în arzător a condus de asemeni la situații de pericol, manifestate prin răbufniri ale arzătorului sau stingeri de flăcără, situații controlate de către presostatul de aer (34), montat pe conducta de aer și care a comandat închiderea ventilului  $S_1$ , când variația presiunii aerului nu s-a aflat între limitele reglate (150 - 350 mm CA).

Aceste situații au fost simulate pentru a vedea dacă instalația era în perfectă stare de funcționare, dar numai în timpul primei încercări, datorită unei manevre greșite, s-a ajuns la stingerea flăcării, și punerea în funcțiune a sistemului s-a putut face abia după 90 minute.

Au existat și asigurări ale temperaturii gazelor calde și feței exterioare ale mantalei cilindrice, în sensul că aparatul de înregistrare a temperaturii gazelor calde de la generatoarea "A", a avut un limitator de temperatură de  $1050^{\circ}\text{C}$ , iar cel al temperaturii mantalei exterioare la  $850^{\circ}\text{C}$ , situații în care dacă s-ar fi ajuns s-ar fi acționat electroventilul  $S_1$ , stingându-se focul.

După pornirea focului s-au urmărit indicațiile valorilor temperaturilor la cele 5 indicatoare - înregistratoare E - O - 36 A. Acestea au fost citite la primele 5 încercări din 10 în 10 minute, iar la următoarele din 30 în 30 minute, când s-au citit și valorile presiunilor diferențiale la manometrul diferențial și tubul "U" de la gaze, manometrele din amonte și aval de orificiu, precum și temperaturile gazului și aerului și barometrul. Aceste citiri s-au înscris pe tabele ale căror valori, din 30 în 30 minute, se dau în tabelele anexe 6.3 la 6.17.

O atenție deosebită s-a acordat vitezei de încălzire a recipientului, care a fost urmărită cu mare atenție, mai ales la primele încercări, când datorită faptului că înregistratoarele nu erau perfect reglate, termocuplele nu erau perfect montate

izolația nu era uniformă în zona acoperirii joncțiunilor termocuplelor, indicațiile aparatelor nu erau în concordanță cu valorile calculate extrase din programul de calcul și a trebuit să se facă remedierile corespunzătoare, verificându-se indicațiile pe aparatele E - O - 36A cu aparatul "THERM 2103" și cu "MULTIMETER V535".

Pentru fiecare ciclu de încercări, înainte de începere, s-a rulat câte un program la calculator, cu inițializarea temperaturii la valoarea de la începutul probei, după care s-a condus focul, comparându-se citirile cu valorile calculate în programul respectiv.

#### 6.4. PRELUCRAREA DATELOR EXPERIMENTALE

În timpul măsurătorilor s-au citit și înregistrat elemente care au permis calculul debitelor de gaze naturale consumate, calculul combustiei, variația temperaturii gazelor calde și a feței exterioare a mantalei cilindrice a metalului.

#### CALCULUL DEBITULUI DE GAZE NATURALE

Debitul de gaze naturale raportat la starea 760 mm c Hg și 15 °C, s-a calculat cu relația [62] :

$$Q = 25,38372 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot d^2 \sqrt{\frac{p + \frac{B}{735,5}}{273 + t}} \cdot h \quad (6.8)$$

în care:

$\alpha$  = coeficientul de curgere și care este funcție de felul orificiului și de raportul secțiunilor conductei și orificiului de măsurare  $m = \frac{A_0}{A_1} = \frac{d}{D}$  (vezi fig. 6.14);

$\varepsilon$  = coeficientul de expansiune, care este funcție de presiunea dinaintea orificiului ( $p_1$ ), presiunea de după orificiu ( $p_2$ ), și  $\kappa = 1,308$  exponent adiabatic.  $\varepsilon$  este dat în diagrama din fig. 6.14;

$d$  = diametrul orificiului (ajutajului) = 22 mm;

$D$  = diametrul conductei pe care este montat orificiul = 50 mm;

$B$  = presiunea barometrică [mm Hg] ;

$t$  = temperatura gazelor înainte de orificiu [°C] ;

$h$  = presiunea diferențială [mm CA] ;



$$p = \text{presiunea medie a gazului} = \frac{p_1 + p_2}{2} ;$$

Din 30 în 30 minute s-au citit valorile B, t, p<sub>1</sub>, p<sub>2</sub> și h și s-a calculat debitul de gaze naturale care s-a înscris în tabelele.

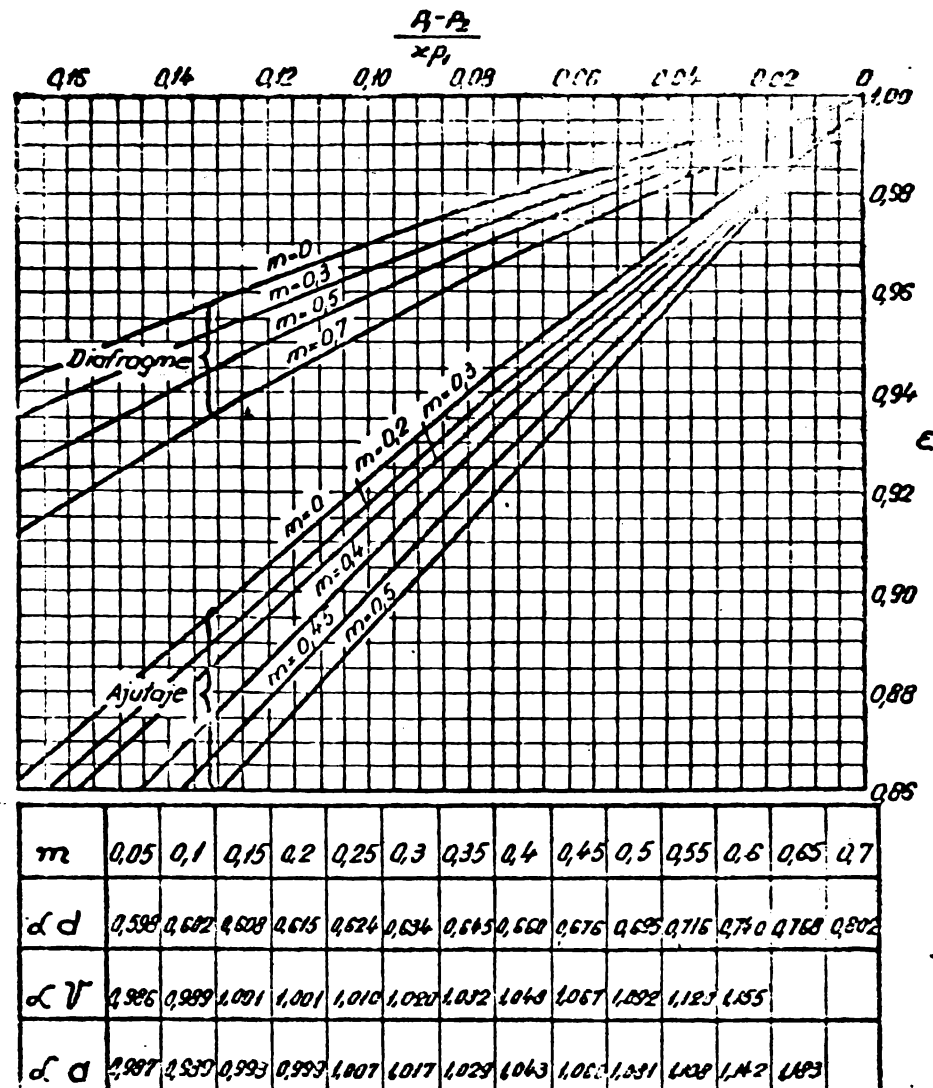


Fig. 6.14. Coeficientul de curgere  $\alpha$  pentru ajutoraj, diafragmă și tub Venturi și coeficientul de expansiune  $\epsilon$  pentru diafragmă și ajutoraj după [62] .

### CONTROLUL COMBUSTIEI

Controlul arderii s-a făcut prin analiza gazelor de ardere uscate cu ajutorul aparatului ORSAT.

Diagrama OSTWALD trasată pentru gazul natural cu compoziția  $(CH_4)_o = 92,79\%$  ;  $(C_2H_6)_o = 5,11\%$  ;  $(C_3H_8)_o = 0,393\%$  ;  $(C_4H_{10})_o = 0,188\%$  ;  $(C_5H_{15})_o = 0,151\%$  ;  $(CO_2)_o = 0,225\%$  și  $(N_2)_H = 1,145\%$  este redată în fig. 6.15.

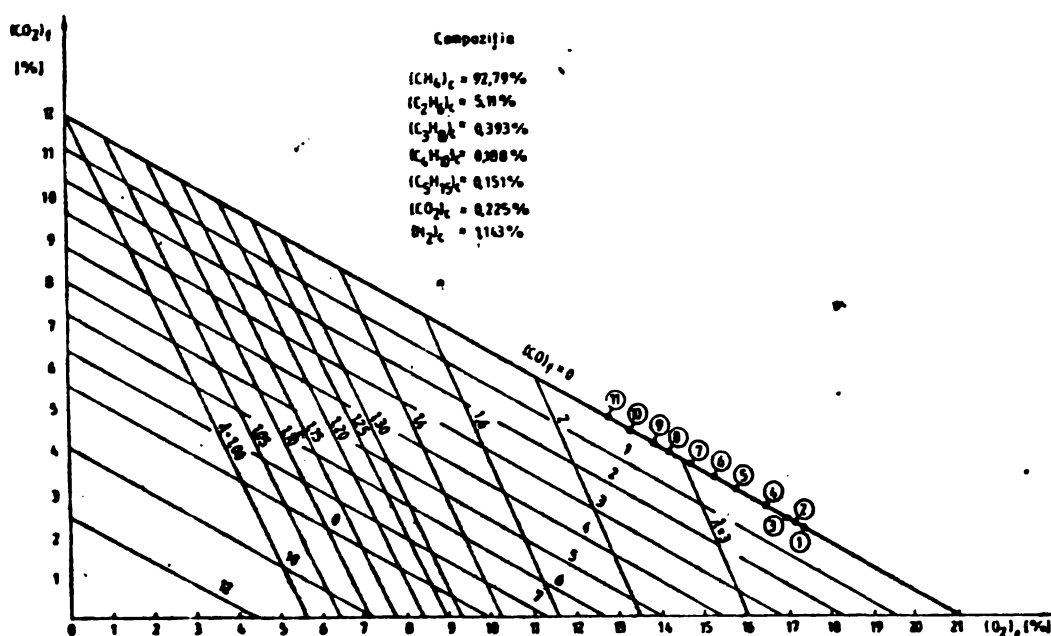


Fig. 6.15. Diagrama Ostwald pentru gaze naturale

La trasarea diagramei s-a admis ipoteza că dacă arderea este imperfectă, imperfecțiunea arderii are loc numai la oxidarea carbonului și nu și a hidrogenului.

Analiza gazelor de ardere s-a făcut în cursul fiecărui ciclu de încercări pe stația pilot și anume în primele momente după varierea debitului de aer secundar și s-a repetat de încă 2 ori pe parcursul menținerii aceleiași cantități de aer secundar, deci pentru același regim de ardere. Toate rezultatele, fără excepție, au atestat arderi perfecte, situație care de altfel era de așteptat, având în vedere construcția tubului de foc, excesul de aer, cantitatea de aer secundar introdusă în tubul de foc și poziția orificiilor prin care aerul secundar intră în tubul de foc, turbionarea intensă a gazelor și felul arderii.

Arderea făcându-se perfect în toate situațiile, înseamnă că nu a existat pericolul de interacțiune a carbonului în suspensie sau a oxidului de carbon cu metalul recipientului supus detensionării și că întreaga energie chimică a combustibilului folosit s-a degajat integral și s-a cuprins în gazele calde.

Rezultatele analizei gazelor de ardere uscate, obținute în proba de omologare, sînt date în tabelul 6.2.

**REZULTATELE ANALIZEI GAZELOR DE ARDERE OBTINUTE  
IN INCERCAREA DE OMOLOGARE**

Tabel 6.2.

$Q_B$ Nm <sup>3</sup> /h	9544	8127	7030	6100	5350	4510	4186	3725	3318	2962	2649
CO <sub>2</sub> f %	2,1	2,2	2,3	2,6	3,0	3,3	3,6	3,9	4,1	4,4	4,6
O <sub>2</sub> f %	17,3	17,2	17,0	16,5	15,7	15,2	14,7	14,2	13,9	13,3	13,0
CO f %	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Pe diagrama Ostwald din fig. 6.15 s-au trasat și punctele figmative ale arderii notate cu cifrele (1) la (11). Se constată că fără excepție, toate punctele se situează pe dreaptă arderilor perfecte.

**VARIATIA TEMPERATURII FEȚEI EXTERIOARE A MANTALEI  
CILINDRICE IN FUNCTIE DE TIMP**

Prin încercările experimentale s-a urmărit:

- testarea comportării de ansamblu a stației pilot, manevrabilitatea ei în sensul reglării și menținerii constante pe o durată impusă a temperaturii gazelor calde la intrarea în recipientul cilindric;

- atingerea temperaturii de detensionare de 600 - 700°C a feței exterioare a peretelui metalic ( $tp_2$ ), (știut fiind faptul că din calcule a reeșit că diferența de temperatură între fața interioară și cea exterioară a mantalei este de maxim 2°C), respectînd viteza de încălzire de maximum 150°C/h;

- menținerea temperaturii pe acest palier pe zone în limitele  $\pm 50^\circ\text{C}$  timp de 1 - 1½ ore;

- răcirea controlată, de la temperatura rezultată după menținerea pe palier, pînă la 300°C, cu o viteză de răcire de maximum 150°C/h;

- răciră necontrolată de la 300°C pînă la temperatura ambiantă;

- nedepășirea în timpul încălzirii a unei diferențe de temperatură între diversele zone ale recipientului de 150°C.

Toate aceste condiții impuse procesului inițial și stației pilot sînt cu mult mai restrictive decît prescripțiile și rezultatele urmărite de ELECTROTHERMAL ENGINEERING LIMITED LONDRA [64], care admite:

- încălzirea pînă la 300°C cu o pantă a temperaturii de pînă la 250°C/h;

- peste 300°C panta să se mențină de 200°C/h pentru grosimea peretelui de 1" (25,4 mm); în cazul grosimii de peste 1", valoarea pantei se modifică proporțional;

- temperatura de detensionare 600 - 650°C;

- durata de menținere a temperaturii de detensionare: una oră pentru fiecare țol grosime de tablă;

- pantă răcirii (pînă la 300°C), să nu depășească 250°C/h pentru fiecare țol grosime de tablă; sub 300°C, răcire necontrolată;

- dacă detensionarea unei suduri circulare se face local, lățimea benzii pe care se ridică temperatura de detensionare trebuie să fie de 6 ori grosimea tolei (3 ori pe o parte și 3 pe alta), iar diferența de temperatură între temperatura de detensionare și zona imediat apropiată să nu fie mai mare de 100 - 150°C.

Condițiile impuse procedurii noastre sînt mai severe și decît cele prescrise de normele ASME [65] Secțiunea VIII - 1971 - Diviziunea A cap. UCS - 56 punctele 1 - 5, care prevăd că în timpul încălzirii și menținerii temperaturii de detensionare, atmosfera va fi astfel controlată încît să nu existe oxidare excesivă a suprafeței recipientului, iar variația de temperatură să nu fie mai mare de 139°C pe fiecare interval de lungime de 4,6 m. Firma britanică COOPERHEAD spune că respectă aceste norme; noi ne îndoiim de afirmație, întrucît procedeul firmei este cu arzătoarele montate la intrarea și ieșirea din cilindru, fără posibilități de control a gazelor calde, decît la evacuarea din cilindru.

Încercările s-au efectuat între 21.08.79 și 16.11.79 la intervale mai mici sau mai mari de timp, necesare corectării unor defecțiuni ivite în timpul încercărilor, modificării unor programe de calculator și în limite timpului disponibil autorului în funcție de sarcinile de serviciu ce le-a avut, dar mai ales în funcție de timpul necesar interpretării unor comportări ale sis-

temului în ansamblu.

Încercările s-au efectuat astfel:

- încercarea Nr. 1 în 21.08.79
- încercarea Nr. 2 în 24.08.79
- încercarea Nr. 3 în 26.08.79
- încercarea Nr. 4 în 06.09.79
- încercarea Nr. 5 în 09.09.79
- încercarea Nr. 6 în 25.09.79
- încercarea Nr. 7 în 27.09.79
- încercarea Nr. 8 (încercarea de preomologare) în 02.11.79
- încercarea Nr. 9 (încercarea de omologare) în 16.11.79.

Durata perioadei de încălzire a variat între 11 și 18 ore, menținerea temperaturii de detensionare 1 - 3 ore și răcirea între 10 și 19 ore.

După cum s-a arătat, din calculul teoretic a rezultat că pentru a se menține o viteză de încălzire de sub  $150^{\circ}\text{C}/\text{h}$ , a fost nevoie ca temperatura de intrare a gazelor calde în cilindrul metalic să fie la început de  $400^{\circ}\text{C}$  și la intervale de timp de 60 la 120 minute, aceasta să crească cu  $50^{\circ}\text{C}$ , până la atingerea valorii de  $900^{\circ}\text{C}$ . În aceste calcule s-a admis că temperatura gazelor calde la intrarea în cilindru va crește brusc din 50 în  $50^{\circ}\text{C}$  odată cu manevrarea organelor de reglaj de pe circuitul de aer secundar, corespunzător valorilor de aer secundar evidențiate în Cap. IV și în tabelul 6.1. și că se va menține constantă până la o nouă manevră (60 la 120 minute).

Aceste condiții ale calculului teoretic sînt fără îndoială condiții limită, care nu au putut fi realizate și nici nu pot fi, în cazul unei instalații industriale sau a unei stații pilot de mărimea celei realizate. Aceste condiții s-ar putea realiza numai printr-un reglaj foarte fin și precis al unei instalații mici și numai în regim staționar.

În cadrul celor 7 încercări preliminare, în încercarea de preomologare și în cea de omologare nu s-a ajuns niciodată ca valoarea temperaturii de intrare a gazelor calde în cilindru să fie constantă pe tot intervalul între 2 manevre și nici să crească brusc din 50 în  $50^{\circ}\text{C}$ , cu toate nenumăratele intervenții de reglaj ale debitelor de gaze naturale și aer. Aceasta datorită faptului că instalația a funcționat în regim dinamic, determinat de regimul staționar al schimbului de căldură între gazele de ardere, corpul generatorului și mediul ambiant (de care nu s-a putut ține cont în calcule), cât și de variația ușoară în jurul

unor valori medii ale debitelor de gaze naturale și de aer, introduse în procesul de ardere precum și temperaturii variabile a acestora, datorate condițiilor de moment ce nu s-au menținut constante.

Desigur că, dacă se reușea să se regleze instalația astfel încât să se realizeze condițiile impuse calculului teoretic, ar fi fost posibilă o confruntare în condiții mai exacte a rezultatelor calculului teoretic cu valorile măsurate. Aceasta ar fi contribuit, în ceea ce privește extrapoliarea procedurii și folosirea stației pentru tratarea integrală cu gaze de ardere a tuturor tipurilor de recipiente agabaritici (inclusiv sfere).

Privită din punctul de vedere practic și al vitezei de încălzire a mantalei cilindrice, neconcordanța nu a împiedicat cu nimic viteza de încălzire, care s-a menținut în limitele admisibile, ceea ce reprezintă de fapt esențialul în procedeu folosit.

În tabelele 6.3. la 6.17 din anexă sînt date valorile măsurate în timpul celor 9 încercări efectuate pe stația pilot.

În aceste tabele sînt date din 30 în 30 minute, citirile efectuate la termocuplele de pe aceeași generatoare  $T_1 - T_{12}$  ale feței exterioare a mantalei metalice, plus la cele 3 termocuple din circuitul de gaze calde (cele 2 de la intrare și cel de la ieșire din cilindru), precum și presiunea diferențială realizată în ajutorul de măsurare a gazelor naturale, presiunea dinainte și după aceasta, temperatura gazelor naturale și a aerului ambinat, necesare calculului debitului de gaze naturale, debitul de gaze naturale și debitul de aer secundar, debitul de aer primar fiind menținut constant la 1820 Nm<sup>3</sup>/h.

Avînd în vedere faptul că în primele 7 încercări preliminare s-au efectuat diverse reglări ale aparatelor de măsură și control și că unele din ele nu au funcționat corespunzător, în tabelele 6.3. la 6.9. se dau citirile numai pentru cîte o diagramă, cea mai concludentă pentru încercarea respectivă.

Din citiri se observă că în primele 3 încercări nu s-au putut face citiri pentru toate cele 12 termocuple de pe generatoarea respectivă (A, D sau B), cu toate că acestea au fost cele mai corecte și concludente din cele 4 posibile; aceasta datorită unor scurtcircuitări ale joncțiunilor electrice între termocuple și cablurile de impulsuri. De asemeni se observă că valorile citite pentru termocuple nu respectă ordinea logică a mărimilor desorescătoare pe înălțime; Aceasta datorită faptului că pe de-o parte, joncțiunile electrice menționate mai înainte au fost sub

influența temperaturii mantalei metalice influențând la rândul lor valoarea impulsului, iar pe de altă, datorită faptului că izolarea zonelor de montare a termocuplelor nu a fost corect făcută și a avut o foarte mare influență asupra temperaturii peretelui metalic în zona respectivă.

De asemeni, ordinea logioă a citirilor nu este respectată nici în încercările 4 și 5, însă aceasta nu este atât de pregnantă ca în primele 3 încercări, datorită faptului că joncțiunile electrice s-au scos aproape toate de sub influența temperaturilor ridicate ale mantalei și izolările s-au corectat.

La încercările 6 și 7 citirile încep să fie corespunzătoare, semn că aproape toate cauzele care au generat impulsuri și deci indicații necorespunzătoare, au fost aproape integral înlăturate și aparatele de indioare - măsurare au fost reglate corespunzător.

Pentru încercările de preomologare (8) și omologare (9), se dau citirile pentru cele 4 generatoare (A, B, C și D) de termocuple.

Se observă că există diferențe de citiri între termocuplele de la același nivel la cele 4 generatoare pentru aceeași încercare. Din analiza cauzelor și din interpretările făcute, am ajuns la concluzia că termocuplele și zonele corespunzătoare ale recipientului metalic pe orientările celor 4 generatoare au avut condiții diferite de vînt, temperaturi ale aerului sau radiație solară și deci condiții diferite de schimb de căldură cu exteriorul.

S-a tras și concluzia că și pe partea interioară a cilindrilor, repartiția temperaturii gazelor calde nu a fost exact cea presupusă în calcule, adică uniformă în secțiuni transversale și descreșcînd din secțiune în secțiune începînd din partea inferioară a cilindrului spre cea superioară. Au existat probabil trasee preferențiale pentru gazele calde nou introduse în cilindru, datorită suprapresiunii din focarul generatorului de gaze calde și efectului de coș exercitat de înălțimea coloanei metalice și de diferența de temperatura între gazele calde din interiorul coloanei și aerul din exterior. Cum temperatura medie a peretelui metalic a fost influențată în mai mare măsură de repartiția temperaturii gazelor calde, au apărut diferențe între temperaturile realizate între puncte situate la același nivel pe cilindru și în puține puncte (considerate excepții), au apărut temperaturi mai ridicate în zonele aflate la înălțimi superioare fa-

ță de oele inferioare. În sprijinul acestei afirmații vine și faptul că după ce s-a procedat la închiderea șiberului de pe racordul de ieșire a gazelor calde din cilindru, au început să crească temperaturile din zonele superioare ale cilindrului mai mult decât în cele inferioare, iar creșterea medie de temperatură în timp pe întreg cilindru a crescut, ecartul pe înălțime scăzând. Aceasta înseamnă că pînă la manevrarea șiberului, au existat trasee preferențiale pentru gazele calde nou introduse în cilindru și după închiderea parțială a șiberului s-au produs turbionări în gazele calde din cilindru, care au dus la uniformizări ale temperaturii acestora, a schimbului de căldură din diversele secțiuni transversale și deci a temperaturii mantalei cilindrului metalic.

S-ar trage concluzia că ar fi fost de preferat ca încă de la începutul procesului de încălzire să se procedeze la închiderea parțială a șiberului de pe racordul de ieșire a gazelor calde din cilindru, dar acest lucru nu s-a putut face întrucît în manometrul manevrării acestui șiber supapa de siguranță (6) a început să refuleze gaze calde din generator, reprezentînd un pericol permanent; în plus, prin diminuarea cantităților de gaze calde ce se introduceau în cilindru se schimbau elementele de calcul și nu se mai putea conta pe premizele de calcul. Am procedat totuși la închiderea șiberului menționat, numai în ultimele faze ale procesului termic, oînd altă posibilitate de manevrare a debitului de gaze calde și a temperaturii acestora nu mai exista; aspirația ventilatorului de aer secundar nu se mai putea strângula întrucît viteza de intrare prin gura de aspirație ajunsese la peste 68 m/s, după atașarea cartonului Nr. 4. În plus, în încercările de preomologare și omologare, timpul cît s-a funcționat cu șiberul de pe racordul de ieșire a gazelor din cilindru (2 ore), față de timpul total de încălzire (18, respectiv 16 ore 30 minute), a fost relativ redus.

Intrucît diagramele originale au fost predate beneficiarului (TCMRIC București) și nu s-au putut face copii după ele, s-au trasat diagramele după măsurătorile înregistrare în tabelele 6.3. - 6.17, care se redau în anexă (fig. 6.16 - 6.30).

Valorile medii ale citirilor pentru cele 4 generatoare (A, B, C și D) din timpul încercărilor de preomologare și omologare sînt date în tabelele 6.18 și 6.19, iar diagramele în fig. 6.31 și 6.32.

S-au calculat valorile medii ale citirilor pentru cele 4 generatoare, considerîndu-se că acestea sînt valorile cu care trebuie să se compare valorile rezultate din calculele teoretice.



In tabelul 6.20. se dau elementele sintetice necesare interpretării rezultatelor încercării de preomologare, extrase din tabelul 6.18, pentru perioada de încălzire.

TABEL CU ELEMENTE NECESARE INTERPRETĂRII REZULTATELOR  
DIN ÎNCERCAREA DE PREOMOLOGARE

Tabel Nr. 6.20.

Debitul de aer secundar Nm <sup>3</sup> /h	Dura- ta în mi- nu- te	Debitul de gaze naturale Nm <sup>3</sup> /h			Temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru (t <sub>g1</sub> ) °C			Temperatura feței exterioare a mantalei metalice (t <sub>p2</sub> ) °C						Tem- pe- ra- tura me- die a a- eru- lui am- bi- ant °C
		De la	la	me- die	De la	la	me- die	pentru T1			pentru T12			
								de la	la	di- fe- ren- ța me- die °C/h	De la	la	di- fe- ren- ța me- die °C/h	
9544	90	123	154	134	360	440	403	4	128	83	4	92	59	4
8127	120	147	155	152	360	440	414	128	220	46	92	175	42	5
7030	120	153	160	156	443	465	459	220	294	37	175	215	20	6
6100	120	151	154	153	465	512	498	294	337	22	215	255	20	6
5350	60	155	157	156	518	570	544	337	362	25	255	283	28	6,5
4510	60	154	155	154	575	648	611	362	397	35	283	317	34	6
4186	60	159	161	160	662	722	692	397	440	43	317	358	41	6
3725	90	153	160	157	728	770	749	440	497	38	358	400	28	6
3318	90	157	161	158	790	810	793	497	540	29	400	433	22	6
2962	90	163	173	167	805	813	807	540	571	21	433	476	29	6
2469	90	158	164	161	892	878	885	571	606	15	476	502	17	6
2469 pa- lier	90	198	214	209	888	925	911	606	665	39	502	547	30	6

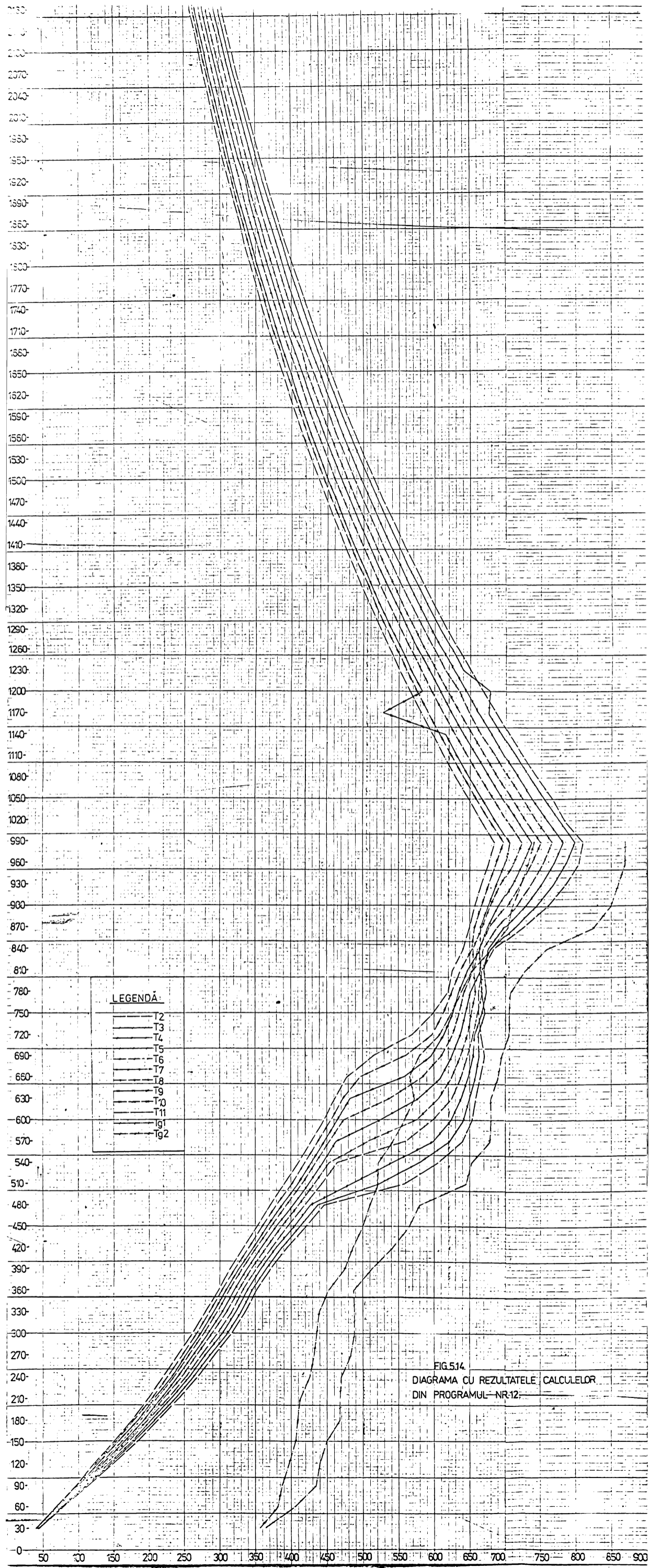


FIG.514.  
 DIAGRAMA CU REZULTATELE CALCULELOR  
 DIN PROGRAMUL-NR.12.

Din tabelele 6.18 și 6.20 și din diagrama din fig.

6.31, se constată următoarele:

- încălzirea a durat 990 minute pînă la atingerea temperaturii de detensionare de minimum  $600^{\circ}\text{C}$  la primele 8 termocuple și timp de 90 minute s-a oăntat să se mențină temperatura în jurul acestei valori, cu o deviație de maximum  $50^{\circ}\text{C}$  pentru aceeași zonă;

- temperatura exterioară a fost de  $4^{\circ}\text{C}$  la începutul încercării și s-a menținut apoi aproape constantă la valoarea de  $6^{\circ}\text{C}$ ;

- debitul de gaze naturale a variat între  $123 \text{ Nm}^3/\text{h}$  și  $214 \text{ Nm}^3/\text{h}$  în perioada de încălzire, variind între  $123 \text{ Nm}^3/\text{h}$  și  $173 \text{ Nm}^3/\text{h}$  datorită variațiilor de consum din rețeaua de gaze naturale a Intreprinderii de Detergenți Timișoara, care au creat variații de presiune și deci de debit la stația pilot, iar pe perioada menținerii temperaturii de detensionare s-a forțat instalația, reglînd pînă la refuz regulatorul de gaze, oînd debitul a variat între  $198 \text{ Nm}^3/\text{h}$  și  $214 \text{ Nm}^3/\text{h}$ ;

- debitul de aer primar s-a menținut constant la valoarea de  $1820 \text{ Nm}^3/\text{h}$ , pentru a se menține arderea în tubul focar la aceeași parametri;

- debitul de aer secundar a variat de la  $9544 \text{ Nm}^3/\text{h}$  la  $2469 \text{ Nm}^3/\text{h}$  prin reglajele efectuate pe circuitul de aer secundar;

- corespunzător debitelor de aer secundar s-au obținut următoarele valori pentru temperatura ( $tg_1$ ) de intrare a gazelor calde în cilindru:

- la  $9544 \text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $360^{\circ}$  și  $440^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $403^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $400^{\circ}\text{C}$ ;

- la  $8127 \text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $360^{\circ}\text{C}$  și  $440^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $414^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $450^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $7030 \text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $443^{\circ}\text{C}$  și  $465^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $465^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $500^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $6100 \text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $465^{\circ}\text{C}$  și  $512^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $498^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $550^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $5350 \text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $518^{\circ}\text{C}$  și  $570^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $544^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $600^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $4510 \text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $575^{\circ}\text{C}$  și  $648^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $611^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $650^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $4186 \text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $662^{\circ}\text{C}$  și  $722^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $692^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $700^{\circ}\text{C}$ ;

= la 3725 Nm<sup>3</sup>/h între 728°C și 770°C cu o medie de 749°C, în loc de 750°C;

= la 3318 Nm<sup>3</sup>/h între 790°C și 810°C cu o medie de 793°C, în loc de 800°C;

= la 2962 Nm<sup>3</sup>/h între 805°C și 813°C cu o medie de 807°C, în loc de 850°C;

= la 2469 Nm<sup>3</sup>/h între 892°C și 878°C (valorile au scăzut), cu o medie de 885°C în loc de 900°C;

= la 2469 Nm<sup>3</sup>/h, pe timpul menținerii temperaturii de detensionare, între 888°C și 925°C, cu o medie de 911°C în loc de 900°C, însă cu un debit mediu de gaze naturale de 209 Nm<sup>3</sup>/h, în loc de 160 Nm<sup>3</sup>/h.

- temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru nu a fost în concordanță cu cea calculată de 400°C, 450°C ... 900°C și care ar fi trebuit să se realizeze în funcție de debitul de aer secundar, decât după 690 minute de la pornirea stației, când s-a realizat  $tg_1 = 750^\circ C$ , corespunzător debitului de aer secundar de 3725 Nm<sup>3</sup>/h, dar aceasta nu imediat după varierea acestui debit de la 4186 Nm<sup>3</sup>/h la 3725 Nm<sup>3</sup>/h, ci după 30 minute (menționăm că debitul de gaze naturale la aceste valori ale lui  $tg_1$  a fost de 158 - 160 Nm<sup>3</sup>/h);

- deviațiile valorilor lui  $tg_1$  față de cele calculate au fost cuprinse între -90°C și +22°C;

- deviațiile acestor valori se datoresc și faptului că nu s-a putut menține constant debitul de gaze naturale la 160 Nm<sup>3</sup>/h; atunci când s-a menținut la acest nivel s-au înregistrat temperaturi apropiate de cele calculate, iar când debitul de gaze naturale a crescut peste 160 Nm<sup>3</sup>/h, s-au înregistrat valori peste temperaturile calculate;

- temperaturile feței exterioare a cilindrului metalic ( $tp_2$ ) au crescut de la temperatura ambiantă din momentul porniri stației de 4°C, până la 623°C (zona termocuplelor  $T_1$ ), respectiv 512°C (zona termocuplelor  $T_{12}$ ) în perioada de încălzire, crescând în continuare în timpul perioadei de menținere a temperaturii de detensionare de 90 minute la 665°C (zona termocuplelor  $T_1$ ), respectiv 547°C (zona termocuplelor  $T_{12}$ );

- ecartul mediu de temperatură în timp a fost de 37,52°C/h cel mai mare ecart realizându-se la începutul încercării, 95°C/h, iar cel mai mic de 21°C/h în intervalul 300 la 330 minute de la pornire;

- ecarturile diferite au fost înregistrate în special datorită diferențelor de debite de gaze naturale introduse în generatorul de gaze calde;

- ecartul de temperatură în lungul cilindrului a fost de  $20^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  în primele 30 minute, a crescut până în minutul 42o la  $78^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$ , apoi a scăzut în decursul a 180 minute la  $72^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  și apoi a crescut la  $113^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  după 1080 minute de funcționare;

- nu s-a reușit să se micșoreze acest ecart prin mărirea debitului de gaze naturale arse, deci prin forțarea schimbului de căldură și în încercarea de omologare s-a renunțat la acest artificiu;

- toate ecarturile în timp sînt sub limitele admise de  $150^{\circ}\text{C}/\text{h}$ ;

- în timpul menținerii temperaturii de detensionare, între minutele 990 și 1080 deci 1.7/2 ore, dacă se consideră oă temperatura de detensionare pentru zona termocuplelor  $T_1$  a fost de  $623^{\circ}\text{C}$  și de  $512^{\circ}\text{C}$  pentru zona termocuplelor  $T_{12}$ , acestea au variat pînă la  $665^{\circ}\text{C}$ , respectiv  $547^{\circ}\text{C}$ , cu  $42^{\circ}\text{C}$ , respectiv cu  $35^{\circ}\text{C}$ , deci sub limita impusă;

- pe perioada de răcire controlată, care a durat 990 minute, temperatura feței exterioare a mantalei metalice a scăzut de la  $665^{\circ}\text{C}$  (zona termocuplelor  $T_1$ ) la  $296^{\circ}\text{C}$ , respectiv de la  $547^{\circ}\text{C}$  (zona termocuplelor  $T_{12}$ ) la  $259^{\circ}\text{C}$ , deci cu un ecart de  $22,36^{\circ}\text{C}/\text{h}$ , respectiv  $17,45^{\circ}\text{C}/\text{h}$ ;

- ecartul în lungime pentru aceeași perioadă a fost de  $113^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  la 1080 minute de la pornirea stației, la  $31^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  la 2070 minute, cînd s-au întrerupt circuitele de înregistrare;

- pe perioada de răcire controlată s-au obținut ecarturi cu mult mai mici decît cele impuse procedului, numai prin simpla oprire a focului și închiderea tuturor șiberelor.

Din tabelele 6.18 și 6.20 se observă oă debitele de aer secundar de  $9544\text{ Nm}^3/\text{h}$  -  $8127\text{ Nm}^3/\text{h}$  ...  $2469\text{ Nm}^3/\text{h}$ , nu s-au menținut constante cîte 2 ore așa cum s-a preconizat, pentru a se constata deviațiile în creșterea temperaturii  $tp_2$  în diversele situații; același lucru s-a urmărit și prin forțarea stației mărind debitul de gaze naturale arse pînă la  $214\text{ Nm}^3/\text{h}$  (cu 33% față de normal). În decurs de 10 minute de la mărirea debitului de gaze naturale, mantaua exterioară a generatorului de gaze calde a început să se furoșească și supapa de siguranță (6) a început să refuleze puternic, ceea ce ne-a determinat să nu mai mărim debitul în continuare. Prin această manevră nu s-a realizat efectul dorit

de a se obține ecarturi mai mici de temperatură atât în timp, cât și în lungime.

În tabelul 6.21 se dau elementele sintetice necesare interpretării rezultatelor obținute în încercările de omologare, extrase din tabelul 6.19.

TABEL CU ELEMENTE NECESARE INTERPRETĂRII  
REZULTATELOR DIN ÎNCERCAREA DE OMOLOGARE

Tabelul Nr. 6.21

Debitul de aer secundar Nm <sup>3</sup> /h	Dura- ta în mi- nu- te	Debitul de gaze natu- rale Nm <sup>3</sup> /h			Temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru (tg <sub>1</sub> ) °C			Temperatura feței ex- terioare a mantalei metalice (tp <sub>2</sub> ) °C						Tem- pe- ra- tura me- die a a- eru- lui am- bi- ant °C
		de la	la	me- dia	de la	la	me- dia	pentru T <sub>1</sub>			pentru T <sub>12</sub>			
								de la	la	di- fe- ren- ța me- die °C/h	de la	la	di- fe- ren- ța me- die °C/h	
9544	120	148	161	157	365	452	411	16	206	95	16	122	53	18
8127	120	160	159	159	450	470	463	206	332	63	122	224	51	20
7030	90	160	160	160	483	488	485	332	397	43	224	282	39	18
6100	90	158	160	159	484	513	499	397	433	24	282	351	46	17
6350	60	159	159	159	565	580	573	433	475	42	351	397	46	16
4510	60	159	160	159	645	653	649	475	510	35	397	438	41	14
4186	60	160	160	160	678	680	679	510	552	42	438	484	46	14
3725	60	161	161	161	678	690	684	552	580	28	484	508	24	12
3318	120	159	160	159	695	708	703	580	624	22	508	556	24	13
2962	60	160	160	160	728	758	743	624	634	10	556	572	16	12
2469	60	160	168	164	825	850	837	634	680	46	572	600	28	13
2469 pa- lier	90	160	173	165	862	870	866	680	729	33	600	636	24	14

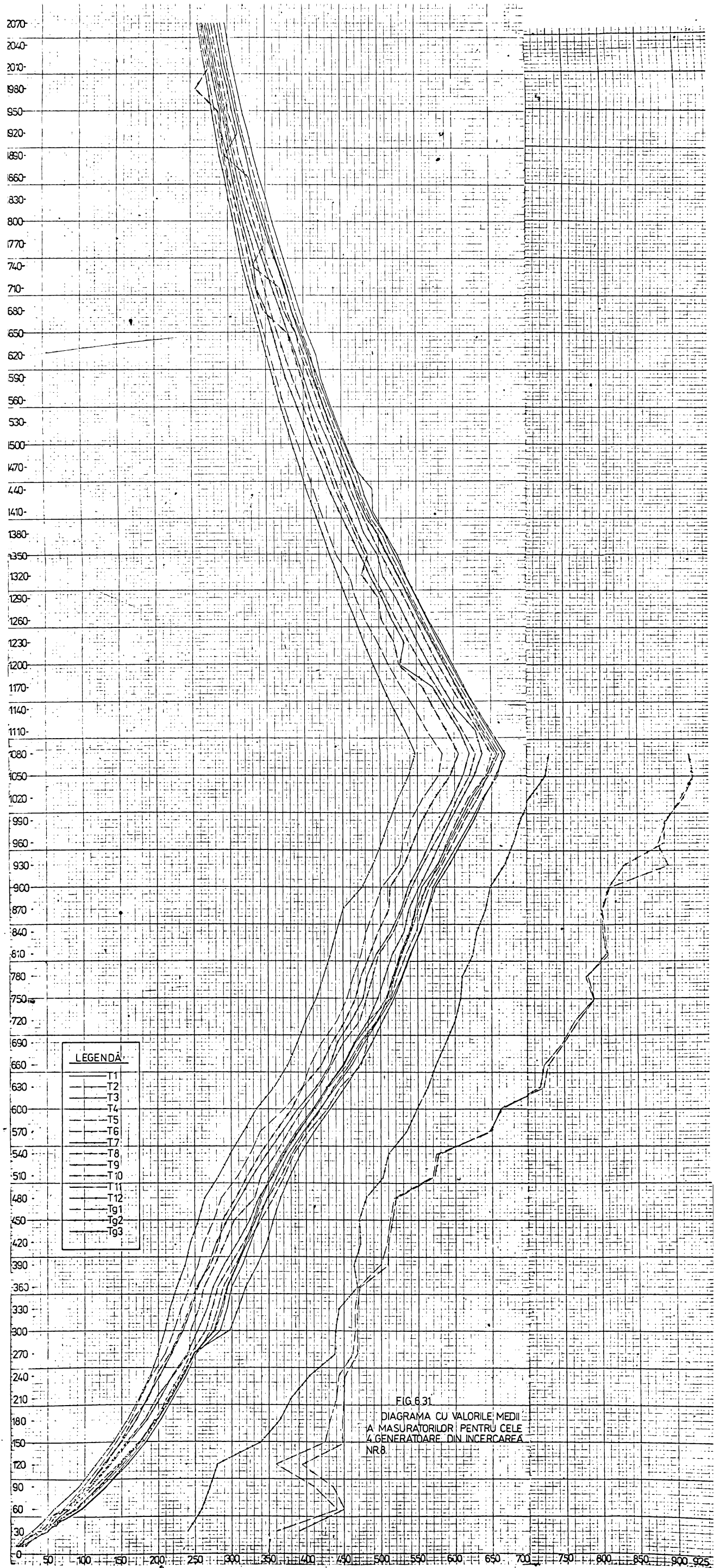


FIG. 6.31  
 DIAGRAMA CU VALORILE MEDIIE  
 A MASURATORILOR PENTRU CELE  
 4 GENERATOARE DIN INCERCAREA  
 NR.8

Din tabelele 6.19 și 6.21, precum și din diagrama din fig. 6.32 se constată următoarele:

- încălzirea a durat 900 minute, pînă la atingerea temperaturii de detensionare de peste  $600^{\circ}\text{C}$  în toate punctele de pe suprafața mantalei și timp de 90 minute s-a căutat a se menține temperatura în limite de variație cît mai restrînse;

- temperatura exterioară a fost de  $16^{\circ}\text{C}$  la pornirea stației și a variat în limite destul de restrînse, crescînd pînă la maximum  $22^{\circ}\text{C}$  și scăzînd pînă la minimum  $12^{\circ}\text{C}$ , deci cu o variație maximă de  $+6^{\circ}\text{C}$  și  $-4^{\circ}\text{C}$ , înregistrîndu-se valori medii de 12, 13, 14, 16, 17, 18 și  $20^{\circ}\text{C}$ ;

- debitul de gaze naturale a variat între  $148\text{ Nm}^3/\text{h}$  și  $160\text{ Nm}^3/\text{h}$  în perioada de încălzire și între  $160\text{ Nm}^3/\text{h}$  și  $173\text{ Nm}^3/\text{h}$  în perioada de menținere a temperaturii de detensionare;

- debitul de aer primar s-a menținut constant la  $1820\text{ Nm}^3/\text{h}$ , pentru a se menține în focar aceleași condiții de ardere și aceeași parametri;

- debitul de aer secundar a variat de la  $9544\text{ Nm}^3/\text{h}$  la  $2469\text{ Nm}^3/\text{h}$ , prin reglările efectuate pe circuitul de aer secundar;

- corespunzător debitelor de aer secundar s-au obținut următoarele valori pentru temperatura ( $t_{g_1}$ ) de intrare a gazelor calde în cilindrul metalic:

= la  $9544\text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $365^{\circ}\text{C}$  și  $452^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $411^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $400^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $8127\text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $450^{\circ}\text{C}$  și  $470^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $463^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $450^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $7030\text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $483^{\circ}\text{C}$  și  $488^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $485^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $500^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $6100\text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $484^{\circ}\text{C}$  și  $513^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $499^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $550^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $5350\text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $565^{\circ}\text{C}$  și  $580^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $573^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $600^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $4510\text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $645^{\circ}\text{C}$  și  $653^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $649^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $650^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $4186\text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $678^{\circ}\text{C}$  și  $680^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $679^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $700^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $3725\text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $679^{\circ}\text{C}$  și  $690^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $684^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $750^{\circ}\text{C}$ ;

= la  $3318\text{ Nm}^3/\text{h}$  între  $695^{\circ}\text{C}$  și  $708^{\circ}\text{C}$  cu o medie de  $703^{\circ}\text{C}$ , în loc de  $800^{\circ}\text{C}$ ;



= la 2962 Nm<sup>3</sup>/h între 728<sup>o</sup>C și 758<sup>o</sup>C cu o medie de 743<sup>o</sup>C, în loc de 850<sup>o</sup>C;

= la 2469 Nm<sup>3</sup>/h între 825<sup>o</sup>C și 850<sup>o</sup>C cu o medie de 837<sup>o</sup>C, în loc de 900<sup>o</sup>C;

= la 2469 Nm<sup>3</sup>/h, pe timpul perioadei de menținere a temperaturii de detensionare, între 862<sup>o</sup>C și 870<sup>o</sup>C cu o medie de 866<sup>o</sup>C, în loc de 900<sup>o</sup>C.

- temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru ( $t_{g_1}$ ), nu a fost în concordanță cu debitul de aer secundar la nici o citire în afară de cea de la timpul 150 minute de la pornire, când s-a înregistrat temperatura de 450<sup>o</sup>C, egală cu cea corespunzătoare debitului de aer secundar, de 8127 Nm<sup>3</sup>/h;

- deviațiile valorilor ( $t_{g_1}$ ), față de cele ce ar fi trebuit să se înregistreze sînt cuprinse între -35<sup>o</sup>C și +40<sup>o</sup>C la 400<sup>o</sup>C; +16<sup>o</sup>C și +20<sup>o</sup>C la 450<sup>o</sup>C; -17<sup>o</sup>C și -15<sup>o</sup>C la 500<sup>o</sup>C; -16<sup>o</sup>C și -8<sup>o</sup>C la 550<sup>o</sup>C; -35<sup>o</sup>C și -20<sup>o</sup>C la 600<sup>o</sup>C; -5<sup>o</sup>C și +3<sup>o</sup>C la 650<sup>o</sup>C; -22<sup>o</sup>C și -20<sup>o</sup>C la 700<sup>o</sup>C; -72<sup>o</sup>C și -60<sup>o</sup>C la 750<sup>o</sup>C; -105<sup>o</sup>C și -42<sup>o</sup>C la 800<sup>o</sup>C; -72<sup>o</sup>C și -42<sup>o</sup>C la 850<sup>o</sup>C; -75<sup>o</sup>C și -30<sup>o</sup>C la 900<sup>o</sup>C;

- cu toate că debitele de gaze naturale arse s-au menținut aproape constante, s-au înregistrat deviații de la temperaturile ce trebuiau să se obțină, datorită și faptului că în calcule nu s-a ținut cont de pierderile de căldură realizate prin generatorul de gaze calde spre exterior, cu toate că prin construcție (aerul secundar îmbracă tubul de flacără în care se produce arderea la temperaturi mari și pierderile de căldură ale tubului de foc încălzesc aerul secundar, bineînțeles pînă la o temperatură cu mult mai mică decît cea a tubului de foc, căldură rămîne parțial în sistem și numai o parte proporțională cu diferența de temperatură între temperatura aerului secundar și a aerului ambiant se pierde în mediul ambiant), generatorul are pierderi mai mici;

- se observă că pînă la temperatura de 450<sup>o</sup>C, deviațiile amintite sînt și pozitive (lucru explicabil față de afirmațiile de la punctul precedent, întrucît odată cu scăderea debitului de aer secundar la aceeași pierdere de căldură din tubul focar, temperatura aerului secundar crește și deci pierderile de căldură spre exterior cresc), după care sînt numai negative;

- nu s-a menținut timpul de 120 minute cu același debit de aer secundar în toate cazurile, întrucît la anumite temperaturi ale gazelor calde, s-au obținut ecarteri de temperatură

pentru fața exterioară a mantalei metalice prea mici și astfel s-a ajuns la concluzia că trebuie redus debitul de aer secundar pentru a se trece la următorul regim termic, cu temperaturi ( $t_{g_1}$ ) mai mari;

- temperaturile feței exterioare a mantalei metalice ( $t_{p_2}$ ), au crescut de la temperatura ambiantă din momentul pornirii stației de  $16^{\circ}\text{C}$ , pînă la  $680^{\circ}\text{C}$  pentru zona termocuplelor  $T_1$ , respectiv  $600^{\circ}\text{C}$  pentru zona termocuplelor  $T_{12}$ , în timpul perioadei de încălzire, crescînd în continuare pe parcursul celor 90 minute cît s-a considerat menținerea temperaturii de detensionare, la  $729^{\circ}\text{C}$ , respectiv la  $636^{\circ}\text{C}$ ;

- ecartul mediu de temperatură în timp a fost de  $43,21^{\circ}\text{C/h}$  pentru zona termocuplelor  $T_1$ , cel mai mare ecart realizîndu-se la începutul încercării, de  $129^{\circ}\text{C}$ , cel mai mic de  $24^{\circ}\text{C/h}$  între minutele 930 și 990 de la pornirea stației;

- pentru zona termocuplelor  $T_{12}$ , ecartul mediu a fost de  $37,5^{\circ}\text{C/h}$ , cel mai mare ecart de  $77^{\circ}\text{C/h}$ , realizîndu-se tot la începutul încercării între minutele 60 și 120, cel mai mic, de  $20^{\circ}\text{C}$  între minutele 930 și 990 de la pornirea stației;

- ecartul de temperatură în lungul cilindrului a fost de  $16^{\circ}\text{C/10 m}$ , în primele 30 de minute, a crescut pînă la  $112^{\circ}\text{C/10 m}$  în minutul 270, apoi a scăzut, menținîndu-se între limitele de  $75^{\circ}\text{C/10 m}$  și  $58^{\circ}\text{C/10 m}$  în perioada de încălzire și la  $75 - 78^{\circ}\text{C/10 m}$  în perioada de menținere a temperaturii de detensionare;

- toate ecarturile în timp sînt sub limitele admise de  $150^{\circ}\text{C/h}$ , chiar și pentru zona termocuplelor  $T_1$  ( $129^{\circ}\text{C/h}$  între minutele 30 și 90 de la pornirea stației);

⇒ în timpul menținerii temperaturii de detensionare, după se consideră temperaturile pe zone, acestea au variat între  $680^{\circ}\text{C}$  și  $729^{\circ}\text{C}$  pentru zona termocuplelor  $T_1$ , deci cu  $49^{\circ}\text{C}$ , iar pentru zona termocuplelor  $T_{12}$  între  $600^{\circ}\text{C}$  și  $636^{\circ}\text{C}$ , deci cu  $36^{\circ}\text{C}$ , toate sub limita de  $50^{\circ}\text{C}$ ;

- diferența maximă de temperatură între diversele zone ale metalului a fost de  $129^{\circ}\text{C}$  pe toată perioada menținerii temperaturii de detensionare (zonele termocuplelor  $T_1$  de la timpul 990 și zona termocuplelor  $T_{12}$  de la timpul 900 minute);

- pe perioada de răcire controlată, care a durat 1140 minute (19 ore), temperatura feței exterioare a mantalei metalice a scăzut de la  $729^{\circ}\text{C}$  la  $301^{\circ}\text{C}$  (zona termocuplelor  $T_1$ ) și de la  $636^{\circ}\text{C}$  la  $234^{\circ}\text{C}$  (zona termocuplelor  $T_{12}$ ), deci cu un ecart mediu de  $22,53^{\circ}\text{C/h}$ , respectiv  $21,16^{\circ}\text{C/h}$ ;

- cel mai mare ecart în timp pentru perioada de răcire a fost de  $40^{\circ}\text{C}/\text{h}$ , înregistrat la începutul răcirii în zona termocuplelor  $T_1$ , cel mai mic de  $12^{\circ}\text{C}/\text{h}$ , care s-a înregistrat în ultima oră a perioadei de răcire controlată (între minutele 2070 și 2130), în toate zonele;

- ecartul în lungime, în perioada de răcire controlată a fost de  $74^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  la început și a scăzut la  $61^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  la sfârșitul perioadei;

- pe perioada de răcire controlată s-au obținut ecarteri cu mult mai mici decât cele impuse procedurii, prin simpla închidere a șiberelor, după oprirea focului.

În concluzie, se poate afirma că, după șapte serii de încercări, reglaje și modificări s-a ajuns ca stația pilot să funcționeze în condiții corespunzătoare și s-a trecut la încercarea de preomologare, în care s-au variat atât debitele de gaze naturale arse, cât și debitele de aer secundar, pentru a testa posibilitățile stației pilot.

În încercarea de omologare, care s-a efectuat în fața comisiei de omologare, s-au obținut rezultate foarte bune, fapt care a făcut ca în unanimitate, comisia să hotărească omologarea procedurii și a stației pilot.

Cap. VII. APRECIERI CRITICE ASUPRA METO-  
DELOR TEORETICE SI EXPERIMENTALE.  
CONCLUZII GENERALE

Comparând rezultatele calculelor extrase din programele rulate pe calculatorul FELIX C 256, cu rezultatele măsurătorilor experimentale pe stația pilot (tabelele nr. 5.3 la nr.5.14 + diagramele din fig. 5.3 la 5.14 și tabelele nr. 6.3 la nr.6.19 + diagramele din fig. 6.16 la 6.32 date în anexă, precum și tabelul nr. 7.1 din text), se observă că ele nu se suprapun, așa cum era de așteptat.

Valorile care intră în comparație sînt cele ale temperaturii feței exterioare a cilindrului metalic ( $tp_2$ ), precum și cele ale temperaturilor de intrare și ieșire a gazelor calde în și din cilindru ( $tg_1$  și  $tg_2$ ).

Comparația se face pentru zone de cilindru, motiv pentru care s-a făcut corespondența între  $T_2$  din tabelele cu măsurători, cu  $T_1$  din tabelele de calcul, respectiv  $T_{11}$  cu  $T_{10}$  ( $T_1$  și  $T_{12}$  din tabelele cu măsurători fiind temperaturile înregistrate pentru calote).

Valorile calculate sînt peste tot mai mari decît cele măsurate, în toate variantele.

Valorile calculate pentru  $tg_1$  sînt mai mari decît cele măsurate întrucît în calcule nu s-a putut ține seama de pierderile de căldură ce s-au produs prin suprafața exterioară a generatorului de gaze calde, de cantitatea de căldură necesară încălzirii masei generatorului pînă la temperaturile la care a ajuns, precum și de variațiile de moment ale debitelor de gaze naturale (ca urmare a unor variații de presiune și temperatură ale gazului intrat în instalație) și ale debitelor și temperaturilor aerului primar și secundar, valorile acestora care s-au trecut în tabelele de măsurători fiind valorile înregistrate instantaneu din 10 în 10 minute sau din 30 în 30 minute.

Valorile calculate pentru temperaturile  $tp_2$  sînt mai mari întrucît în calcule nu s-a putut ține seama de neuniformitatea izolației (mai ales în zonele de prindere a termocuplelor), de neuniformitatea temperaturii gazelor calde din cilindru în diversele secțiuni și de efectul de coș, care a generat circuite preferențiale pentru aceste gaze, precum și de faptul că nu s-a putut ține seama de:

- pierderile de căldură ce s-au produs prin eşafodajul pe care a fost montată coloana cilindrică și care a făcut corp comun cu acesta în zonele de rezim;

- cantitățile de căldură necesare încălzirii ecliselor sudate pe coloană, care au rezemat pe eşafodaj;

- cantitățile de căldură necesare încălzirii fundurilor coloanei cilindrice și racordurilor de intrare și ieșire a gazelor calde în și din cilindru;

- pierderile de căldură ce s-au produs prin suprafețele laterale ale celor 4 scări metalice (sudate pe coloană), de acces la cele 4 rînduri de termocuple, precum și cantitățile de căldură necesare încălzirii masei de metal a acestor scări;

- pierderile de căldură ce s-au produs prin suprafața exterioară a fundurilor cilindrului;

- modul de măsurare și precizia de măsurare și înregistrare a aparatelor folosite, cu tot reglajul și cu toate corecțiile aduse, au introdus niște erori în valorile măsurate.

Nu se contestă nici faptul că însăși metoda de calcul nu este perfectă, întrucît metodele de rezolvare ale schimbului nestaționar de căldură pe care se bazează (diferențe finite, bilanțuri elementare, calcul iterativ), introduc unele erori, precum și faptul că legile de variație ale elementelor de care depinde schimbul nestaționar de căldură, ce au fost preluate din literatură, nu sînt poate atît de corespunzătoare în toate momentele și toate pozițiile calculate.

Din tabelul nr. 7.1 se observă că s-au exclus din comparație rezultatele calculelor variantelor de program nr. 1, nr. 3, nr. 4 și nr. 5, care nu se puteau aplica procedurii inițiată și care au fost combătute în cap. V.

Din tabelele menționate mai înainte și din observațiile făcute în timpul măsurărilor, analizînd mai amănunțit și toate calculele redată în programele nr. 1 la nr. 12, putem face următoarele remarci:

#### Pentru încercările nr. 1 la nr. 7

Aceste încercări nu sînt concludente, aparatajele de măsură și control nu au fost perfect reglate și nu au funcționat corect, încercările au avut scopul de a ajunge la niște concluzii, atît în ceea ce privește procedurii, cît și în ceea ce privește reglajul, conducerea focului și întocmirea unor variante de program. Pentru aceste motive, nu putem trage decît puține concluzii, printre care:

TABLE SINOPIC COMPARATIV INTRZ REZULTATELE CALCULIETOR SI  
REZULTATELE MASURATORILOR DIN INCERCARILE DE PRECALDORARE SI DEDUCARE      TABLE NR. 2.1.

	P R E O M O L O G A R E A												O M O L O G A R E A											
	Pr. nr.2	Pr. nr.6	Pr. nr.8	Pr. nr.7	Gen. A	Gen. B	Gen. C	Gen. D	Media presom. nr.9	Pr. nr.10	Pr. nr.10	Pr. nr.11	Pr. nr.12	Gen. A	Gen. B	Gen. C	Gen. D	Media omol. nr.18						
maxim	0	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	13.	14.	15.	16.	17.	18.					
T <sub>1</sub> (2) °C	849	850	849	854	662	662	655	-	660	807	807	813	810	708	698	698	750	713						
maxim T <sub>10</sub> (11) °C	734	727	728	737	612	602	508	608	583	687	685	688	684	653	648	632	693	656						
Dif. °C T <sub>1</sub> (2)	-	-	189	194	-	-	-	-	-	94	94	100	97	-	-	-	-	-						
Dif. % T <sub>1</sub> (2)	-	-	22,26	22,72	-	-	-	-	-	11,65	11,65	12,3	11,96	-	-	-	-	-						
Dif. °C T <sub>10</sub> (11)	-	-	145	154	-	-	-	-	-	31	29	32	28	-	-	-	-	-						
Dif. % T <sub>10</sub> (11)	-	-	19,92	20,90	-	-	-	-	-	4,51	4,23	4,65	4,09	-	-	-	-	-						
001.13-col.18	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-						
Bo. mediu T <sub>1</sub> (2) °C/oră	27,68	23,45	27,86	47,22	26,56	26,56	26,17	-	26,44	47,94	47,94	48,30	48,12	41,94	41,33	41,33	44,48	42,24						
0/oră	22	22	22	18	18	18	18	-	18	16,72	16,72	16,72	16,72	16,72	16,72	16,72	16,72	16,72						
Bo. mediu T <sub>10</sub> (11) °C/oră	32,45	32,36	33,36	40,72	33,78	33,22	28,00	33,55	32,17	40,67	40,55	40,73	40,48	38,61	38,30	37,63	41,03	33,79						
Bo. max. ino. C/oră/min.	101/600	96/600	102/600	123/570	91/60	-	-	-	91/60	169/600	146/450	162/480	161/540	88/90	120/90	158/90	172/90	135/90						
Bo. in lung. ino. C/10 m	6	6	6	6	10	-	-	-	10	7	7	5	5	13	13	14	17	14						
Bo. in lung. g. ino. C/10 m	115	123	121	117	50	60	147	-	77	120	122	125	115	55	50	66	57	57						
Bo. in lung. max. ino. C/10 m/min	166/750	153/660	151/660	202/600	53/990	60/1030	147/1080	-	122/450	211/540	213/570	209/570	207/600	60/240	102/270	118/180	150/270	101/270						
Bo. mediu T <sub>1</sub> (2) °C/oră	26,05	26,56	26,68	26,76	26,61	22,36	22,24	-	22,42	25,78	25,78	25,98	25,88	21,74	21,58	21,74	23,05	22,00						
Durata	21	21	20,72	21	16,72	16,72	16,72	-	16,72	19,40	19,40	19,40	19,40	19	19	19	19	19						
Bo. mediu T <sub>10</sub> (11) °C/oră	22,38	22,6	22,73	23,03	21,21	20,55	15,16	20,55	19,45	21,81	21,76	21,86	21,71	20,58	21,42	21,68	23,32	21,74						
Bo. in lung. g. ino. C/10 m/min	38	41	40	36	27	30	36	-	28	42	43	44	44	33	47	65	62	58						
Temp. p. g. l.ier T <sub>1</sub> (2) °C	823/849	824/850	823/849	845/854	615/662	608/672	608/655	-	610/660	747/807	754/807	743/813	759/810	658/708	653/698	662/698	723/750	675/713						
Temp. p. l.ier T <sub>10</sub> (11) °C	708/734	719/727	708/728	712/737	562/612	550/602	470/508	582/608	541/583	656/685	656/685	659/688	657/684	608/653	603/648	588/632	662/693	615/656						
De la : la	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a						

- Forțînd sistemul prin mărirea debitului de gaze, nu s-au putut realiza ecarturi în lung mai mici și nici ecarturi în lung la sfîrșitul perioadei de încălzire mai mici și nici diferențe de temperaturi mai mici în perioada de menținere a temperaturii de detensionare.

- Aceleași rezultate se obțin și dacă se reduc debitele de aer secundar introduse.

- Ecarturi cu puțin mai mici și diferențe de temperatură de asemenea, se obțin cînd se produc turbionări ale gazelor calde în cilindru (prin închiderea șiberului de la ieșirea gazelor în atmosferă).

- Nu s-a putut ajunge la regimuri staționare de schimb de căldură prin nici un fel de reglaje (debite de gaze naturale, impulsuri ale flăcării, debite de aer primar și secundar, variarea duratelor de menținere a unor temperaturi etc.), ci doar la unele regimuri ovasistaționare, întrucît și după 5 iterații, se calculează încă diferențe de temperaturi pentru fețele interioare și exterioare ale metalului și izolației, precum și diferențe de valori pentru elementele de care depinde schimbul de căldură ( $\alpha_e$ ,  $\alpha_i$ ,  $\lambda_{iz}$ ,  $\lambda$ ,  $C_{p_{gm}}$ , etc).

#### Pentru încercarea de preomologare

- Ecarturile medii realizate în perioada de încălzire sînt  $36,44$  °C/oră pentru zona primului tronson și de  $32,17$  °C/oră pentru zona ultimului tronson. Cele calculate sînt de  $38,45$  °C/oră respectiv  $32,86$  °C/oră (programul nr. 6), cu diferențe de  $2$  °C/oră ( $5,22$  %) și respectiv  $0,69$  °C/oră ( $2,1$  %) și de  $47,22$  °C/oră pentru zona primului tronson cu o diferență de  $10,78$  °C/oră ( $22,8$  %) și de  $40,72$  °C/oră cu o diferență de  $8,55$  °C/oră ( $21$ %) pentru zona ultimului tronson.

- Ecartul maxim înregistrat în perioada de încălzire a fost de  $91$  °C/oră (min. 60), iar cel calculat este de  $96$  °C/oră (min. 600) programul nr. 6 și  $123$  °C/oră (min. 570) programul nr. 7, diferențe de  $5$  °C/oră ( $5,21$  %) și  $32$  °C/oră ( $26$  %). În minutul 60, calculul dă un ecart de  $67$  °C/oră în ambele programe, cu  $24$  °C/oră mai puțin ( $26,37$  %), iar în minutele 570 și 600 s-au înregistrat ecarturi de  $35$  °C/oră, respectiv  $42$  °C/oră.

- Ecartul în lung la sfîrșitul perioadei de încălzire a fost de  $77$  °C/10 m, după ce trecuse printr-un maxim de  $122$  °C/10 m în minutul 450. Ecarturile în lung calculate la sfîrșitul perioadei de încălzire sînt de  $123$  °C/10 m (programul nr.6)

și 117 °C/10 m (programul nr. 7), maximile înregistrate fiind de 153 °C/10 m (min. 660), respectiv 203 °C/10 m (min. 600), deci diferențe mari față de cele realizate în încercare.

- Pe perioada de răcire controlată, ecarturile medii au fost de 22,42 °C/oră pentru zona primului tronson și de 19,45 °C/oră pentru zona ultimului tronson. Cele calculate au fost de 26,56 °C/oră (programul nr. 6) și 26,76 °C/oră (programul nr. 7), cu diferențe de 4,14 °C/oră (15,59 %) și 7,31 °C/oră (27,32 %) pentru zona primului tronson și de 22,6 °C/oră (programul nr. 6) și 23,03 °C/oră (programul nr. 7), cu diferențe de 0,61 °C/oră (2,65 %) și 0,18 °C/oră (0,08 %) pentru zona ultimului tronson.

- Ecartul în lung înregistrat la sfârșitul perioadei de răcire controlată a fost de 28 °C/10 m, iar cel calculat a fost de 41 °C/10 m (programul nr. 6) și 36 °C/10 m (programul nr. 7) cu diferențe de 13 °C/10 m (31,7 %) și 8 °C/10 m (22,22%).

- Pe perioada de menținere a temperaturii de detensio-nare (90 minute), temperaturile au variat de la 610 °C la 660 °C în zona primului tronson și de la 541 °C la 583 °C în zona ultimului tronson. Temperaturile calculate au variat de la 301 °C la 350 °C pentru zona primului tronson și de la 697 °C la 717 °C pentru zona ultimului tronson (programul nr. 6) și de la 845 °C la 854 °C, respectiv 712 °C la 737 °C (programul nr. 7). Toate variațiile sînt sub 50 °C acceptate de procedeu.

- Temperaturile realizate la sfârșitul perioadei de încălzire au fost de 660 °C pentru zona primului tronson și de 583 °C pentru zona ultimului tronson, iar cele calculate de 850 °C, respectiv 727 °C (programul nr. 6) și 854 °C, respectiv 737 °C (programul nr. 7), cu diferențe de 190 °C (22,35 %), respectiv 144 °C (19,81 %) programul nr. 6 și 194 °C (22,72 %), respectiv 154 °C (20,9 %).

Putem afirma în concluzie că valorile înregistrate în încercarea de preomologare sînt cu mult diferite de cele calculate atît în programul nr. 6 oît și în programul nr. 7, însă dacă într-o încercare de acest fel se urmărește ca temperaturile  $tp_2$  și  $tg_1$  să nu depășească pe cele calculate din 10 în 10 minute în programele respective (sau măcar din 30 în 30 minute) și se ajunge la temperatura de peste 600 °C pe zona ultimului tronson, după care se menține 90 minute temperatura  $tg_1$  constantă, iar după acest timp se stinge focul și se închid siberale de la



intrarea și ieșirea gazelor calde în și din cilindru, procesul termic de detensionare este realizat.

Menționăm totuși că rezultatele încercării de preomologare nu sînt concludente prin aceea că s-au mai înregistrat defecte la aparatele de măsurare - înregistrare și control (diagramele generatoarelor B, C și D încep de la 300 °C, iar diagrama generatorii D nu are înregistrate termocuplele  $T_1 - T_3$ ).

#### Pentru încercarea de omologare

- Ecarturile medii în perioada de încălzire au fost de 42,24 °C/oră pentru zona primului tronson și de 38,79 °C/oră pentru zona ultimului tronson, iar cele calculate în programul nr. 12, rulat cu datele de inițializare de program cele mai apropiate de cele reale din încercarea de omologare, sînt de 48,12 °C/oră respectiv 40,48 °C/oră, cu diferențe de 5,88 °C/oră (12,22 %) și 16,9 °C/oră (41,75 %). Rezultatele calculelor din programele nr. 9 nr. 10 și nr. 11 dau ecarturi apropiate de cele ale programului nr. 12.

- Ecartul maxim înregistrat pe perioada de încălzire a fost de 125 °C/oră (min. 90), iar cel calculat în programul nr. 12 a fost de 161 °C/oră (min. 540). În celelalte programe s-au calculat ecarturi de 169 °C/oră (min. 600), 146 °C/oră (min 450) și 162 °C/oră (min. 480). În minutul 90, programul nr.12 calculează un ecart de 99 °C/oră, iar celelalte programe calculează ecarturi de 102 °C/oră, 102 °C/oră și 99 °C/oră.

- Ecartul în lung maxim înregistrat pe perioada de încălzire a fost de 101 °C/10 m (min 270), iar cel calculat în programul nr. 12 este de 207 °C/10 m (min. 600). Celelalte programe calculează ecarturi maxime de 211 °C/10 m (min. 540), 213 °C/10 m (min. 570) și 209 °C/10 m (min. 570). Ecarturile calculate credem că sînt eronate datorită inadvertențelor semnalate în programe.

- Ecartul în lung înregistrat la sfîrșitul perioadei de încălzire a fost de 57 °C/10 m, iar cele calculate de 115 °C/10m 120 °C/10 m, 122 °C/10 m și 125 °C/10 m.

- Ecarturile medii înregistrate pe perioada de răcire controlată au fost de 22 °C/oră pentru zona primului tronson și de 21,74 °C/oră pentru cea a ultimului tronson. Ecarturile calculate în programul nr. 12 sînt de 25,88 °C/oră cu diferența de 3,88 °C/oră (14,99 %), respectiv 21,71 °C/oră cu o diferență de 0,03 °C/oră (0,138 %). Ecarturile calculate în celelalte programe sînt foarte apropiate de cele din programul nr. 12.

- Ecartul în lung înregistrat la sfârșitul perioadei de răcire controlată a fost de  $58^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$ , iar cel calculat în programul nr. 12 de  $44^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$ , cu o diferență de  $14^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  (22,14 %). Ecarturile calculate în celelalte programe sînt de  $42^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$ ,  $43^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$  și  $44^{\circ}\text{C}/10\text{ m}$ , deci foarte apropiate de cele calculate în programul nr. 12.

- Pe timpul menținerii temperaturii de detensionare de 90 minute, temperaturile înregistrate au variat între  $675^{\circ}\text{C}$  și  $713^{\circ}\text{C}$  pentru zona primului tronson, cu o diferență de  $38^{\circ}\text{C}$  și între  $615^{\circ}\text{C}$  și  $656^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $41^{\circ}\text{C}$  pentru zona ultimului tronson, semn că ecartul în lung pe această perioadă a scăzut. Temperaturile calculate în programul nr. 12 variază între  $759^{\circ}\text{C}$  și  $810^{\circ}\text{C}$  pentru zona primului tronson, cu o diferență de  $51^{\circ}\text{C}$  și între  $657^{\circ}\text{C}$  și  $684^{\circ}\text{C}$ , cu o diferență de  $27^{\circ}\text{C}$  pentru zona ultimului tronson, ceea ce înseamnă că ecartul în lung a crescut. Temperaturile calculate în celelalte programe variază între  $747^{\circ}\text{C}$  și  $807^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $60^{\circ}\text{C}$ ,  $754^{\circ}\text{C}$  și  $807^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $61^{\circ}\text{C}$ ,  $743^{\circ}\text{C}$  și  $813^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $70^{\circ}\text{C}$  pentru zona tronsonului prim, și între  $656^{\circ}\text{C}$  și  $685^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $29^{\circ}\text{C}$ ,  $656^{\circ}\text{C}$  și  $685^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $29^{\circ}\text{C}$ ,  $659^{\circ}\text{C}$  și  $688^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $29^{\circ}\text{C}$  pentru zona ultimului tronson.

- Temperaturile maxime realizate sînt de  $713^{\circ}\text{C}$  pentru zona primului tronson și de  $656^{\circ}\text{C}$  pentru zona ultimului tronson. Temperaturile calculate în programul nr. 12 sînt de  $810^{\circ}\text{C}$ , respectiv de  $684^{\circ}\text{C}$ , cu diferențe de  $97^{\circ}\text{C}$  (11,96 %), respectiv  $28^{\circ}\text{C}$  (4,09 %). Rezultatele calculelor din programele nr. 9, nr.10, și nr. 11 dau temperaturi maxime de  $807^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $94^{\circ}\text{C}$  (11,65 %),  $807^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $94^{\circ}\text{C}$  (11,65 %) și  $813^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $100^{\circ}\text{C}$  (12,3 %) pentru zona primului tronson și de  $687^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $31^{\circ}\text{C}$  (4,51 %),  $685^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $29^{\circ}\text{C}$  (4,23 %) și  $688^{\circ}\text{C}$  cu o diferență de  $32^{\circ}\text{C}$  (4,65%) pentru zona ultimului tronson.

Rezultatele încercării de omologare sînt concludente, iar rezultatele calculelor programului nr. 12, care este cel mai apropiat ca precizie cu condițiile în care s-a efectuat încercarea, sînt mulțumitoare.

Avînd în vedere că metoda de calcul nu a putut ține cont de toate condițiile de lucru efective cu stația pilot, arătate la începutul capitolului, precum și faptul că ecarturile medii și maxime sînt sub limitele admise de procedeu, că diferențele între

ecarturile înregistrate în proba de omologare și cele calculate în programul nr. 12 sînt mici, cã diferențele de temperaturã înregistrate în perioada de menținere a temperaturii de detensionare față de cele calculate în programul nr. 12 sînt apropiate, rămîine ca singurul element care sã decidã, sã fie temperaturile maxime înregistrate și calculate.

aceste temperaturi diferã cu maximum 11,96 % pentru zona primului tronson și cu 4,09 % pentru zona ultimului tronson, pentru celelalte tronsoane diferențele fiind cuprinse între aceste limite.

Ținînd cont cã măsurãtorile s-au fãcut pe o stație pilot, în condiții de șantier similare cu cele ce se vor realiza de cãtre unitãțile industriale ce vor folosi procedeul și nu în condiții de laborator, considerãm rezultatele oel puțin satisfãcãtoare.

Omologarea procedeului și a stației pilot atestã acest lucru.

Desigur cã cercetãrile nu se vor opri aici. Metoda de calcul poate fi îmbunãtãțitã prin introducerea în programul de calcul a unor relații care sã ținã cont mãcar procentual (dacã nu mai exact), de cantitãțile de cãldurã necesare încãlzirii fundurilor recipientului cilindric, a ștuțurilor de intrare și ieșire a gazelor calde, a ecliselor de susținere pe eșafodaj și a scãrilor de acces la termocuple, precum și de pierderile de cãldurã ale generatorului de gaze calde, ale fundurilor cilindru-lui și ale scãrilor de acces. Metoda s-ar putea îmbunãtãți prin verificarea mai amănunțitã și eventual gãsirea unor relații mai adecvate pentru variațiile elementelor de care depinde schimbul de cãldurã nestaționar, cuprinse în programele de calcul.

Considerãm cã procedeul termic realizat și omologat este nou și și a mai fost folosit pînã în prezent (dupã cîte cunoaștem) de nici o întreprindere de la noi din țarã și de cãtre nici o firmã strãinã, avînd urmãtoarele avantaje:

- preparã gaze calde într-o sursã exterioarã (generatorul de gaze calde), cu posibilitãți de variere aproape instantanee și controlabile precis, a tuturor parametrilor, precum și a debitelor;

- realizeazã o încãlzire integralã și destul de uniformã a întregului recipient ce se trateazã, și nu pe zone;

- realizeazã gaze calde ce se introduc în cilindru, complet neutre, fãrã nearses (fulgi de cãrbune) și nu creazã

spori pe fața interioară a recipientului și unii și alții reprezentând viitoare puncte de început ale unor fisuri;

- și cel mai important lucru, înlătură efortul vălutar ce se făcea pînă în 29 martie 1980, (cînd s-a trecut la tratarea termică prin acest procedeu de către TCMRIC București a 2 camere de coxare la rafinăria din Borzești), prin solicitarea unor firme străine de a realiza tratamente termice și care în final nici măcar nu dădeau o garanție pentru lucrul efectuat.

Pe același principiu se pot calcula și construi generatoare de gaze calde de diverse dimensiuni, necesare tratamentelor termice de detensionare a recipientelor de diverse dimensiuni și chiar de alte forme (dreptunghiulare, sferice). Si programul se poate adapta pentru alte forme de recipiente, precum se pot schimba și datele de inițializare din program.

Desigur că pentru tratamentele termice ce urmează a se executa, generatorul de gaze calde și instalațiile de măsură - control și siguranță ale stației pilot nu mai pot face față, fiind deja deteriorate după 9 încercări, 2 perioade de uscare a unor coloane efectuate pentru întreprinderea Azur Timișoara, în lipsa unei alte instalații corespunzătoare și 2 tratamente termice efectuate asupra a 2 coloane de coxare de la rafinăria din Borzești.

Instalația ar trebui proiectată pentru o putere nominală a generatorului de gaze calde de oca. 2,5 Gcal/oră, dacă se poate cu un arzător pentru ardere mixtă de gaze naturale și combustibil lichid; desigur că trebuie refăcut calculul produselor de ardere și a elementelor ce trebuiesc trecute pe cartelele programului.

Înainte de efectuarea unui tratament termic, trebuie să se ruleze un program după modelul programului nr. 9, cu temperatura de intrare a gazelor calde în cilindru de 400 °C și creșterea din 2 în 2 ore a acestei temperaturi cu cîte 50 °C pînă la 900 °C și după menținerea acestei temperaturi timp de 2 ore se trece la programul de răcire controlată pînă ce temperatura  $t_{p2}$  pentru zona primului tronson, scade sub 300 °C. Aceasta pentru că diferențele de ecarturi și de temperaturi maxime calculate cu programul nr. 9 nu sînt decît cu puțin diferite de cele ale programului nr. 12 (cele mai aproape de rezultatele încercării de omologare).

Pentru lucrul pe șantier, recomandăm următoarele:

- Intreaga instalația să fie adăpostită de intemperii

prin includerea ei într-o învelitoare metalică, așa cum a pretins firma COOPERHEAT, care a executat tratamente termice la noi în țară.

- În paralel cu înregistrările temperaturilor ce se vor face cu ajutorul aparatelor FEA București, de tipul E-0-36A, să se monteze o claviatură de comutare instantanee a legăturilor de la termocuple, la un milivoltmetru numeric și să se înscrie valorile instantanee ce se citesc la intervale de cel mult 30 de minute, cu care să se compare cele înregistrate cu aparatele FEA și să se corecteze diagramele. Valorile corectate să fie în permanență comparate (la intervale de cel mult 30 minute), cu valorile calculate după programul nr. 9 rulat, cum am arătat mai înainte, și dacă valorile măsurate diferă cu mai mult de 11,65% în plus, să se caute a se corecta arderea în sensul necesar.

- Legăturile termocuplelor la aparate să se facă prin cabluri armate.

În timpul tratamentelor termice, nimeni, în afara personalului ce deservește instalația, nu are voie să circule în zona de lucru, pentru a nu deranja prinderile și legăturile termocuplelor, legăturile la aparate și funcționarea lor corespunzătoare.

- Pentru uniformizarea temperaturii gazelor calde, cel puțin pe zone în înălțimea cilindrului, la intrarea gazelor calde în cilindru să se dispună un dispozitiv de turbionare.

PRINCIPALELE CONTRIBUTII PERSONALE

Prin cercetările teoretice și experimentale privind REALIZAREA REGIMULUI TERMIC IN VEDEREA DETENSIONARII DUPA SUDURA A CORPURILOR CILINDRICE AGABARITICE UTILIZIND GAZE DE ARDERE, pe care le-am prezentat în acest studiu, s-au adus următoarele contribuții personale:

- Inițierea și realizarea unui procedeu de tratament termic integral în vederea detensionării după sudură, pe șantier, a unui corp cilindric agabaritic (de dimensiuni mari), prin încălzirea lui cu gaze calde produse de o sursă exterioară (un generator de gaze calde) și nu prin introducerea unor arzătoare în cilindru, cum procedează unele firme străine, care pînă în prezent au efectuat tratamente termice la noi în țară.

- Unele considerații teoretice privind schimbul de căldură nestaționar la un corp cilindric agabaritic încălzit pînă la  $600 \sim 700$  °C cu gaze calde introduse în interiorul cilindrului, cilindrul aflîndu-se în aer liber, izolat spre exterior cu material izolant termic.

- Inițierea unei metode numerice de calcul, rezultată din aplicarea metodelor diferențelor finite, bilanțurilor elementare și calculului iterativ, la schimbul de căldură nestaționar ce se realizează la încălzirea corpurilor cilindrice agabaritice prin introducerea gazelor calde în interiorul acestora, precum și la răcirea acestora, după niște prescripții de încălzire - răcire prestabilite.

- Intocmirea unui program de calcul scris în limbaj FORTRAN pentru calculatorul FELIX C 256, cu ajutorul căruia să se calculeze elementele după care să se conducă procesul termic de încălzire - răcire controlată, prin inițializarea unor date de program corespunzătoare corpului cilindric ce urmează a se trata termic.

- Conceperea și realizarea în colaborare cu TCMIC București a unei stații pilot pentru încercarea procedurii și verificarea prin măsurători a rezultatelor calculelor inițiate, menționate mai înainte. Stația pilot a fost astfel concepută, încît să poată fi folosită, în caz de reușită a cercetărilor, la primele tratamente termice de acest gen, ce urmau a se realiza pentru prima dată la noi în țară, după un procedeu original - românesc, eliminînd un efort valutar de cca. 600 mii lei valută

pentru fiecare recipient tratat:

- Omologarea procedului de tratament termic integral în vederea detensionării după sudură, pe șantier, a corpurilor cilindrice agabaritice prin folosirea gazelor de ardere, în 20 noiembrie 1979.

Tin să menționez că în perioada 29 martie - 10 aprilie 1980, TCMRIC București a executat la rafinăria din Borzești, cu generatorul de gaze calde și instalația de automatizare - măsură și control a stației pilot, tratamente termice de detensionare a două camere de coasare cilindrice cu dimensiunile:  
 $D = 5 \text{ m}$ ;  $H = 32 - 35 \text{ m}$ ;  $\delta = 32 - 35 \text{ mm}$ , folosind procedeul original menționat mai înainte, controlând măsurătorile cu ajutorul programului rulet de către autor, cu rezultate bune.

P R O C E S V E R B A L

Incheiat astăzi 20 noiembrie 1979 în Timișoara cu ocazia recepționării și omologării stației pilot și a procedurii de tratament termic în vederea detensionării cu gaze de ardere a recipientilor cilindrici agabaritici (de dimensiuni mari) confecționați din oțeluri carbon și slab aliate, prin sudură pe șantier.

Comisia formată din:

1. Din partea TOMRIO București :

- Anghel Rădulescu, director tehnic, președintele comisiei
- Ing. Ilie T. Echim, membru
- Ing. Panait Dumitru, șef compartiment CTC, membru
- Ing. Gheza Szilagy, secretarul comisiei

2. Din partea Institutului Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, Facultatea de mecanică:

- Prof.dr.doc. ing. Vladimir Popovici, șeful catedrei de Utilaj și tehnologia sudurii, membru
- Prof.dr.ing. Marin Trușculescu, șeful catedrei de Tehnologia constr. de mașini, membru
- Prof.dr.ing. Cornel Ungureanu, șeful catedrei de Termotehnică și mașini termice, membru
- Conf.dr.ing. Dumitru Radu, catedra de Utilajul și tehnologia sudurii, membru
- Ing. Călin Drug, cadru didactic asociat la Catedra de termotehnică și mașini termice, membru

a procedat la verificarea stației și constatând că ea corespunde scopului, a hotărât începerea probelor de omologare atât a stației pilot, cât și a procedurii de tratare termică în scopul detensionării recipientilor agabaritici (de dimensiuni mari), de forma cilindrică, confecționați din oțel carbon și slab aliat pe șantier prin sudură.

Procedul de tratare termică în vederea detensionării a fost conceput în cadrul catedrei de Termotehnică și mașini termice din Institutul Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara și prevede:

- Incălzirea recipientului de tratat cu o viteză maximă



de încălzire de 200 °C/oră în intervalul dintre temperatura ambiantă și temperatura de 600 - 700 °C în funcție de material și dimensiuni;

- Menținerea temperaturii de palier prescrisă pentru recipient în limitele  $\pm 50$  °C, pe timp maxim de 3 ore;

- Răcirea controlată de la 600 - 700 °C până la 300 °C cu o viteză de răcire care să se încadreze între aceleași limite ca și viteza de încălzire;

- Răcirea necontrolată de la 300 °C până la temperatura ambiantă.

În timpul încălzirii diferența de temperatură dintre punctul cel mai cald și cel mai rece de pe suprafața exterioară a peretelui cilindrului nu trebuie să fie mai mare de 150 °C, cunoscut fiind faptul că între temperaturile feței interioare și feței exterioare a peretelui nu sînt diferențe de temperaturi mai mari de 40 °C, rezultate din calcule.

Încălzirea recipientului se face prin schimbul nestaționar de căldură între gaze calde și mantaua recipientului. Gazele calde, rezultate din amestecul gazelor de ardere produse într-un generator de gaze calde cu aer secundar rece, intră printr-un racord dispus în partea de jos a recipientului, iar după parcurgerea lui, ies direct în atmosferă.

Stația pilot, care să corespundă acestor deziderate, a fost concepută în cadrul catedrei de termotehnică și mașini termice a I.P.T.V. Timișoara, unda s-a întocmit și proiectul tehnic al acesteia.

Proiectul de execuție al stației și proiectul de montaj al ei, în afară de partea de gaze naturale, s-au întocmit de către atelierul de proiectare TCMRIC. Instalațiile de comandă automată pentru pornire, funcționare și oprire, citirea temperaturilor și înregistrarea, s-au elaborat în faza proiect de execuție în cadrul șantierului Timișoara al TCMRIC de un colectiv sub îndrumarea ing. Ilie T. Echim.

Montajul stației s-a făcut de către șantierul Timișoara al TCMRIC; lucrările de finisaj și punere în funcțiune s-au făcut de către catedra de termot. și mașini termice a IPTV Timișoara, în colaborare cu TCMRIC, reprezentat prin tov. I. Echim și ing. Szilagy Geza și cu un colectiv de proiectanți din IFROTIM condus de către ing. Călin Drug, care au și exploatat stația pe parcursul a 8 încercări anterioare, precum și în timpul probelor de omologare. Conducerea măsurărilor, inclusiv cele de omologare

a stației pilot a fost efectuată de colectivul susmenționat.

Stația pilot se compune din 3 părți distincte :

- Un generator de gaze calde, care poate fi utilizat la tratamentele termice în vederea detensionării sudurilor recipientilor cilindrici agabaritici, bineînțeles cu adaptările impuse de fiecare situație în parte;

- Instalația de automatizare și supraveghere a arderii, precum și instalația de măsurare-înregistrare a parametrilor, poate fi folosită la tratamente termice, a recipientilor cilindrici agabaritici;

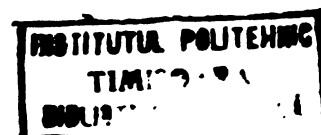
- Un recipient metalic de formă cilindrică cu  $D_1 = 2586$  mm;  $H = 10$  m; grosimea peretelui  $\delta = 32$  mm, izolat cu vată din zgură  $\delta_{iz} = 50$  mm, montat pe un șafodaj metalic, pe care au fost fixate 48 termocuple cromel-alumel + 3 termocuple cromel-alumel dispuse pe circuitul de gaze calde și care au fost legate prin cabluri (o parte din cromel-alumel și altă parte din cupru), la instalația de măsurare-înregistrare (aparate de impulsuri unificate fabricate FEA București).

Aparatajele, echipamentele și materialele componente ale diferitelor părți ale stației, precum și cele declasate la punerea în funcțiune și în cursul celor 8 probe anterioare omologării sînt trecute în listele anexate.

Stația s-a pornit pentru omologare în ziua de 16 nov. 1979, ora 10,00, toate aparatajele funcționînd corespunzător. Temperatura exterioară a aerului a fost între  $14 - 18$  °C, la fel și temperatura gazelor naturale.

S-a pornit cu un debit de gaz de  $160$  Nm<sup>3</sup>/h și un debit de aer secundar de  $9500$  Nm<sup>3</sup>/h, cu care în timp de cea. 60 minute s-a obținut temperatura gazelor calde la intrare în recipientul cilindric de  $400$  °C și temperaturi ale suprafeței exterioare a peretelui de  $52 - 150$  °C, deci cu o viteză de încălzire de  $38 - 136$  °C/oră, sub limita maximă admisibilă.

După 120 minute de funcționare s-au început manevrele de variere a debitelor de aer secundar pe parcursul a 15 ore la 8100; 7000; 6000; 5300; 4500; 4100; 3700; 2900 și 2640 Nm<sup>3</sup>/h rezultate din rularea programului de calcul întocmit în cadrul catedrei de termotehnică și mașini termice a Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara pentru calculatorul Felix C 256, debitul de gaze naturale menținîndu-se între 158 și 169 Nm<sup>3</sup>/h.



Temperatura gazelor calde la intrarea în recipient a variat pe parcursul celor 15 ore de funcționare, care constituie perioada de urcare a temperaturii pînă la 885 °C, în concordanță cu valorile calculate.

Temperaturile măsurate pe parcursul celor 15 ore de încălzire pînă la palierul 600~700 °C au crescut de la temperatura ambiantă și pînă la 608~658 °C pentru termocuplele de pe generatoarea A, pînă la 583~662 °C pentru cele de pe generatoarea B, pînă la 580~668 °C pentru cele de pe generatoarea C și pînă la 632~735 °C pentru cele de pe generatoarea D.

S-a procedat apoi la reglarea temperaturii gazelor calde pe parcursul a 1 1/2 ore (90'), menținându-se temperaturile feței exterioare a recipientului cît mai constante și anume 653 - 712 °C pentru generatoarea A, 622 - 705 °C pentru generatoarea B, 622 - 700 °C pentru generatoarea C și 655 - 800 °C pentru generatoarea D. Verificînd temperaturile prin metoda indirectă (cu un milivoltmetru și convertind valorile tensiunilor citite pe cele 4 generatoare) s-a constatat că în timp ce pentru generatoarele A, B și C, diferențele între valorile înregistrate pe aparatele FEA și cele corespunzătoare citirilor de pe milivoltmetru au fost de pînă la 6 °C, pentru generatoarea D au fost mai mari cu 34~60 °C în final, iar pe parcursul celor 16 1/2 ore de măsurători, ele au fost de 16~60 °C. Acest lucru denotă că ori aparatul FEA a introdus o greșeală de măsurare constant peste valoarea reală, ori poziția generatoarei D față de vîntul, care a bătut tot timpul măsurătorilor, a fost cu mult diferită față de a celorlalte, ori cablurile de legătură a termocuplelor au introdus niște erori de măsurare, ca urmare a influențelor atmosferice. Se menționează că diferențele cele mai mici s-au observat la termocuplele racordate la aparatele FEA prin cabluri de cromel-alumel.

Analizînd rezultatele obținute în timpul celor 8 încercări și în cursul încercării de omologare comisia constată:

Stația pilot pentru detensionarea cu gaze de ardere a recipientilor agabaritici din oțel carbon și slab aliate, confecționați prin sudură pe șantier, asigură obținerea următorilor parametri :

- Viteza de încălzire a recipientului între temperatura ambiantă și temperatura prescrisă pentru palier a fost de 38 ... 136 °C/h;

- Temperatura de încălzire a palierului a fost de

600 ... 700 °C pe o durată maximă de 3 ore și cu o toleranță de  $\pm 50$  față de valoarea prescrisă;

- Viteza de răcire a recipientului de la temperatura palierului la 300 °C s-a realizat în mod controlat în limitele atinse de viteza de încălzire.

Avînd în vedere cele cuprinse în prezentul proces verbal și a documentelor din Cartea tehnică a instalației comisia este de acord cu omologarea și recepționarea stației pilot și a procedurii.

Redactat în 6 exemplare cu putere de original.

Prezentul proces verbal este valabil însoțit de anexele privind aparatura deteriorată în timpul încercărilor și de Cartea tehnică a instalației.

Anexe :

- Lista cu aparatură deteriorată în timpul experimentărilor.
- Cartea tehnică a instalației întocmită conform legislației în vigoare.

Comisia de omologare :

PRESEDINTE :

Dir.tehnic Anghel Rădulescu

ss. indescifrabil

MEMBRI :

Ing. Ilie T. Kobim ss. indescifrabil

Ing. Panait Dumitru ss. indescifrabil

Ing. Gheza Szilagy ss. indescifrabil

Prof.dr.doc. ing. Vladimir Popovici ss. indescifrabil

Prof.dr. ing. Marin Truşculescu ss. indescifrabil

Prof.dr.ing. Cornel Ungureanu ss. indescifrabil

Conf.dr.ing. Dumitru Radu ss. indescifrabil

Sef lucr. ing. Călin Drug ss. indescifrabil

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

1. - M.A. Miheev : Bazele transmiterii căldurii. Ed.energetică de stat 1953. Traducere din L. rusă.
2. - W.Mc. Adams : Transmission de la chaleur. Paris Dunod 1961.
3. - I. Vlădea : Tratat de termotehnică și transmiterea căldurii. București. Ed. didactică și științifică - 1974.
4. - L. Hamburger : Introducere în teoria propagării căldurii. Ed. Academiei R.P.R. București 1956.
5. - V.L. Leloiuc : Izvestia VTI Nr. 5/157 - 1948
6. - B.S. Petuhov : Izvestia Academii Nauo SSSR - OTN Nr. 7
7. - B.S. Petuchov : Experimentelle Untersuchung der Wärmeübertragung (Cercetarea experimentală a transmiterii căldurii), Berlin, Veb Verlag Technik 1958.
7. - N. Leonăchescu ș.a.: Probleme de termotehnică. Ed. didactică și pedagogică. București - 1977.
8. - I. Henri Brunklaus: Cuptoare industriale. Line (Olanda) 1969.
9. - N.Pănoiu; D.Grecoov; C.Ungureanu; G.Singer; C. Carabogdan : Instalații de ardere. Ed. Tehnică București 1968.
10. - M. Aldea ș.a. Indrumător - Cazane cu abur și recipiente sub presiune.
11. - Manualul inginerului termotehnician Vol. I, II, III - Ed. tehnică - București 1961.
12. - P.A. Vanioev : Izvestia Academii Nauo SSSR - OTN Nr.12 1946 Trudî N.I.I. - 1 - Nr. 25 - 1947
13. - E. Schmidt : Einführung in die technische Thermodynamik, 8 Auflage, Springer - Verlag,

- Berlin - Göttingen - Heidelberg 1962.
14. - V.D. Maciunski : Transmiserea căldurii în construcții  
Gostroizdat 1939.
15. - G. Gröber; S. Erk: Bazele teoriei schimbului de căldură.  
ONTI 1939
16. - G.M. Condratiev : Încercarea conductivității termice după  
metoda regimului regulat : Standart-  
ghiz 1936.
17. - E.V. Kudriavțev ; Ceakdev V.I.; Sumacov A.:  
Nestaționarnî teploobmen  
Analele SSSR 1961
18. - V.S. Luchianov : Izvestia Academii Nauk SSSR, OTN Nr.2  
1939
19. - L.I. Gutenmaher : Crearea de metode electrice. Editura  
Academiei de științe a URSS 1943.
20. - A.V. Licoov : Conducția căldurii în regim variabil  
Gosenergoizdat 1948
21. - A.V. Licoov : Schimbul de masă și căldură. Moscova  
Ed. Energia 1972.
22. - A.V. Licoov; T.L.Prelman: Schimbul de căldură și masă a  
corpurilor în mediul gazos înconjurător.  
Minsk Ed. Științifică și tehnică 1965.
23. - B.S. Petuhov : Schimbul de căldură și rezistența în  
cazul curgerii laminare a fluidului  
în tuburi. Moscova. Ed. Energiei  
1967.
24. - G.L. Ivanțov : Jurnal Tehnică Fizică. Vol. IV  
Caiet 8 - 1934; Încălzirea metalelor;  
Metalurgizdat 1949.
25. - Suoker Dietrich : Stationärer und instationärer Stoff  
und Wärmetransport bei Stationärger  
angeströmten zylindern. Dissertation  
Berlin 1974.
26. - Soare H. : Transfer de căldură; principii și re-  
lații de calcul. Ploiești. Centrul de  
multiplicare. 1975.
27. - V.S. Luchianov : izvestia Academii Nauk SSSR - OTN Nr. 2  
1939.

28. - R.Siegel; M.Perlamuter : Transmiterea de căldură. Tom 85  
Seria C. Nr. 4 - 1963.
29. - I.A.Kuznetov: I.F.J. - 7 Nr. 11 - 1964
30. - Haiasi; Inufe: Transferul de căldură. Nr.4 - 1965 -  
Transferul de căldură nestaționar într-un tub subțire.
31. - A.V.Lîcov; V.A.Alexasenco; A.A.Alexasenco: Probleme conjugate ale schimbului de căldură prin convecție.Minsk. Ed. BGU 1971
32. - L.S.Kokarev; V.I.Petrovici: P.M.T.F. Nr. 1 - 1961
33. - B.M. Galițeîschi; G.A.Dreitzer; V.G.Zosimov; E.K.Kalinin: Analele Academiei de științe a RSS Bielorusse. Seria de științe fizice - tehnice 2 - 1967. bibl. pg.65 - 76.
34. - L.I.Kudriașev; A.A.Smirnov: Schimbul de căldură și masă Vol. I Ed. Știință - tehnică 1965.
35. - I.A.Bițutcov; B.M.Smolski; U.K.Sciuțcov: Transferul de căldură și masă. Vol. I. Moscova Ed. Energetică 1968.
36. - I.A. Biciutco; V.K.Scitiucov; G.V.Sadovnicov; L.A.Sergeeva: Cercetarea schimbului de căldură și masă nestaționar. Minsk. Ed. Știință - tehnică 1966.
37. - A.L. Parnak: Probleme ale transferului de căldură și masă. Minsk. Ed. Știință - tehnică 1964.
38. - Ciao - Djen : Transmiterea de căldură și masă. Nr. 2 1965. Transmiterea căldurii printr-o placă și corp axisimetric.
39. - Ghebjart Adams: Transmiterea de căldură. Nr. 2 - 1964. Transmiterea de căldură prin analogie cu un model electric.
40. - M.V.Krinkov: I.F.J. Nr. 1 - 1958. Transmiterea de căldură într-o sferă supusă încălzirii.
41. - L.A. Sergeeva: Analele Academiei de științe a RSS Bielorusse. Seria științe fizice - energetice, nr. 4 - 1969. Transferul de căldură printr-o placă plană.

42. - A.V.Licov; B.M.Smolski; L.A.Sergeeva: I.F.J. 18 Nr. 1  
1970. Transferul de căldură într-o sferă  
de dimensiuni mici.
43. - A.V.Licov: Teoria conductivității termice. Ed.  
Școala superioară 1967.
44. - L.Kayalar: Experimentelle und theoretische Unter-  
suchungen über den Einfluss des Turbu-  
lenzgrades auf die Wärmeübertragung in  
der Umgebung des Standpunktes eines  
Kreiszyinders. Forch in Ingr.Wes.Etsoh  
Vol.4 - 1969.
45. - M. Martin: Contribution a l'étude de la convection  
termique pulssée autour des Cylindres.  
Thèse d'Etat. Nancy 1969.
46. - M.Lobouche; M.Martin: Convection forcé autour du Cylin-  
dre. Int.Of. Heat and Mass Transfer.  
Vol. 18 - 1975.
47. - S. Blook: The transmittion to turbulence in the  
wake of circular cylinder. J. Fluid  
Mech. Vol. 19 - 1964.
48. - Sitzler Reinhard: Ein analogiemodelle zur Behandlung in-  
stationärer Wärmeleitungsprobleme bei  
temperaturabhängigen stoffeigenschaf-  
ten Dissertation. Karlsruhe 1967.
49. - F.M.Remy; M.Martin et M.Lebouche: Contribution à  
l'amélioration du transfert thermique  
autour du cylindre. R.G.Th.Dec.1976  
Teme XV Nr. 180.
50. - L.I.Kudreasev; A.A.Smirnov: Lucrările institutului de a-  
viație Kuibîșev. Fasc. 15 - 1962. Schim-  
bul de căldură nestaționar într-un  
canal la o curgere stabilizată a flui-  
dului.
51. - E.M.Sparov; R.Sieghel: Trans. ASME Seria C august 1960.
52. - I.A.Bioiutco; V.K.Scitiucov; G.V.Sadornicov: Cercetarea  
schimbului de căldură și masă nestațio-  
nar. Minsk. Ed. Știință - tehnică 1966.
53. - C. Ungureanu: Generatoare de abur pentru instalații  
energetice clasice și nucleare.Ed.didac-  
tică și pedagogică. București 1977.



54. - George Bărănescu: Calculul proceselor de ardere. Ed. Academiei R.P.R. 1955.
55. - V.V. Ghia: Recirculația gazelor la cuptoare. Ed. Academiei R.S.R. 1968.
56. - Dr.ing. Hans Ferdinand Grave: Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice. Trad. din L.germană Ed. Tehnică 1966.
57. - G.E.F.G.N.: Fiche technique Nr. 2: L'impulsion R.G.Th. Nr. 136 - Avrie 1973.
58. G.E.F.G.N.: Fiche technique Nr. 7: La recirculation dans les tours à flammes de diffusion Détermination de la longueur de la flamme. R.G.Th. Nr. 150 - 151: Juin - Juillet 1974.
59. - Stelian Nicolescu: Inițiere în FORTRAN. Ed. tehnică 1972 București.
60. - Kuzman Raznyevic: Tabele și diagrame termodinamice. Ed. tehnică - 1978
61. - Mikheyev M.: Fundamentals of heat transfer. Moscow, Mir publishers 1968.
62. - V. Drug - O.Ungureanu: Transportul gazelor naturale. Ed. tehnică. București, 1972
63. - Bazil Popa - Constanța Vintilă: Transfer de căldură în procesele industriale. Editura Dacia Cluj - Napoca, 1975.
64. - \* \* \* Electrothermal Engineering Limited Londra: Prospect ofertă pentru detenționarea electrică a sudurilor.
65. - \* \* \* ASME. Norme. Secțiunea VIII 1971 Diviziunea A, Cap. UCS-56
66. - C.Drug; C. Ungureanu: Cercetări experimentale privind schimbul de căldură într-un rezervor cilindric încălzit cu gaze de ardere. Sesiunea de comunicări tehnico - științifice 27 - 28 octombrie 1979 a I.P.T. Timișoara (sub tipar la Buletinul științific și tehnic al I.P.T.V. Timișoara).

## C U P R I N S

	INTRODUCERE	1
I. Cap. I.	- PRINCIPIUL SI CARACTERISTICILE SCHIMBULUI DE CALDURA NESTATIONAR	4
II. Cap. II.	- BAZELE TEORETICE ALE SCHIMBULUI DE CALDURA NESTATIONAR	8
	2.1. Soluții aproximative pentru rezolvarea problemelor de schimb de căldură nestaționară.	
	2.1.1. Metoda regimului regulat.	
	2.1.2. Metoda diferențelor finite.	
	2.1.3. Metoda bilanțurilor elementare.	
III. Cap. III.	- APRECIERI CRITICE SI CONCLUZII ASUPRA LUCRARILOR CONSULTATE	24
IV. Cap. IV.	- METODA FOLOSITA PENTRU CALCULUL TERMIC DE DETENSIONAREA COLOANELOR CHIMICE	43
V. Cap. V.	- DETERMINAREA DIAGRAAMELOR TEORETICE CU AJUTORUL CALCULULUI LA CALCULATORUL FELIX C 256, PENTRU STABILIREA REGIMULUI TERMIC IN VEDEREA DETENSIONARII RECIPIENTILOR SUDATI.	66
VI. Cap. VI.	- INSTALATIA EXPERIMENTALA - STATIA PILOT	88
	6.1. Calculul termic al generatorului de gaze calde.	
	6.2. Instalațiile de măsurare.	
	6.3. Metoda de lucru cu stația pilot.	
	6.4. Prelucurarea datelor experimentale	
VII. Cap. VII.	- APRECIERI CRITICE ASUPRA METODELOR TEORETICE SI EXPERIMENTALE. CONCLUZII GENERALE.	129

VIII. - PROCESUL VERBAL DE OMOLOGARE 141

IX. - BIBLIOGRAFIE 146

IN ANEXA

1. - TABELELE NR. 5.3 LA NR. 5.14 CU  
VALORILE TEMPERATURILOR TP2 REZUL-  
TATE PRIN RULAREA PROGRAMELOR NR. 1  
LA NR. 12 12 buc.
2. - PROGRAMELE NR. 1 LA NR. 12 RULATE  
LA CALCULATOR 12 buc.
3. - FIGURILE NR. 5.3 LA NR. 5.14  
DIAGrameLE CU REZULTATELE CALCULE-  
LOR DIN CELE 12 PROGRAME 12 buc.
4. - TABELELE NR. 6.3 LA NR. 6.19  
CU MASURATORILE CELOR 9 INCERCARI 17 buc.
5. - FIGURILE NR. 6.16 LA NR. 6.32  
DIAGrameLE CU VALORILE CELOR  
9 INCERCARI 17 buc.