

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VULI" TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

ING. MĂNEA L. LAUREAN MARINEL

CONTRIBUTII PRIVIND INFLUENTA PERETILOR REFRACTARI
PERMEABILI ASUPRA SCHIMBULUI DE CALDURA IN CUPTOARE
M E T A L U R G I C E

- TEZA DE DOCTORAT -

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

INSTITUTUL	
Volume	434004
Dupa	331 G

CONDUCATOR STIINTIFIC,
PROF. DR. ING. CORNEL UNGUREANU

- TIMISOARA 1981 -

INTRODUCERE

Știința și tehnica cunosc în prezent o evoluție fără precedent, determinată atât de necesitățile implicate de dezvoltarea mijloacelor de producție cât și de acumularea unor descoperiri și rezultate remarcabile, care măresc considerabil posibilitățile de investigație în absolut toate domeniile.

Introducerea tehnicii noi în toate ramurile industriale este astăzi caracterizată de tendința principală a utilizării cât mai raționale și la întreaga capacitate a tuturor utilajelor, astfel încât să se asigure o productivitate maximă a acestora și un consum minim de energie și combustibili.

Industria siderurgică, căreia i se prevede o dezvoltare puternică în următorii ani (până în 1990, producția de oțel a României va ajunge la cel puțin 1000 Kg/locuitor), este un mare consumator de combustibili. Totodată, sectoarele de prelucrări la cald din industria constructoare de mașini bazate în cea mai mare parte pe funcționarea cu gaz natural sau păcură, au ponderea cea mai însemnată din consumul total de hidrocarburi.

Având în vedere avantajele cuptoarelor cu flacără în procesele de încălzire și tratament termic, comparativ cu cuptoarele electrice de același gen (instalații mai simple, capacități mai mari, existența unei atmosfere controlate asigurată prin însăși procesul de ardere, randamentele globale mai bune, etc.), măsurile de reducere a consumului de combustibili trebuie luate în primul rând prin perfecționarea procesului de schimb de căldură din spațiul de lucru al cuptoarelor.

Toate aceste tipuri de cuptoare utilizează drept combustibil hidrocarburi, doar în industria siderurgică, gazul natural este înlocuit doar în parte cu gaz de furnal sau gaz de cocs, limitarea fiind cauzată de necesitatea realizării temperaturilor impuse de tehnologia de încălzire.

Având în vedere actuala penurie a resurselor energetice pe plan mondial, care nu va fi soluționată în viitorul apropiat, o atenție deosebită se acordă reducerii consumului de combustibil în special de hidrocarburi, problemă care la noi reprezintă o sarcină permanentă pentru cercetători, rezultată din documentele

Congresului al XII-lea al Partidului Comunist Român.

Prezenta teză de doctorat se înscrie pe linia acestor preocupări, scopul principal al cercetărilor teoretice și experimentale efectuate de autor fiind reducerea consumului de hidrocarburi la cuptoarele de încălzire și tratament termic industriale prin recuperarea căldurii gazelor de ardere în spațiul de lucru, cu ajutorul pereților refractari permeabili ce ecranează zidăria clasică a cuptorului.

Utilizarea pereților refractari permeabili în scopul amplificării radiației termice a zidăriei și, deci, a reducerii consumului de combustibil, nu s-a aplicat pînă în prezent în R. S. România dar se aplică în R. F. G. cu rezultate excepționale, cercetările nefiind publicate în detaliu.

În urma rezultatelor cercetărilor de laborator efectuate în Laboratorul de Cuptoare metalurgice din Institutul de Subingineri Hunedoara, s-au efectuat experimentări industriale pe un cuptor de tratament termic pentru cilindri de laminor de la Turnătoria de cilindri a Intreprinderii "Victoria" Călan. Rezultatele obținute cu această ocazie (reduceri ale consumului de gaz natural între 10 - 23 %), duc la concluzia necesității dezvoltării unor studii sistematice pentru întreaga gamă de cuptoare de încălzire și tratament termic, atât din industria siderurgică cît mai ales din industria constructoare de mașini.

Lucrarea de față, prin chestiunile teoretice și experimentale cu caracter original pe care le conține, se consideră a fi utilă tuturor celor care se ocupă cu problematica reducerii consumului de combustibil la cuptoarele industriale din întreaga industrie.

Autorul își exprimă întreaga sa recunoștință conducătorului științific, Prof. Dr. Ing. CORNEL UNGUREANU, adresîndu-i vii mulțumiri, atât pentru îndrumările atente primite pe tot parcursul pregătirii și elaborării lucrării, cît și pentru înaltul nivel științific pe care a reușit să-l insufle.

Autorul își îndeplinește, de asemenea, o plăcută datorie, mulțumind pe această cale, în modul cel mai sincer, colegilor din Catedra de Metalurgie a Institutului de Subingineri Hunedoara și Colectivului Turnătoriei II - Cilindri a Intreprinderii "Victoria" Călan, care l-au sprijinit la realizarea și experimentarea tezei de doctorat.

CAPITOLUL 1

METODE DE CERCETARE A SCHIMBULUI DE CALDURA PRIN RADIA- TIE IN SPATIUL DE LUCRU AL CUPTOARELOR INDUSTRIALE CU FLACARA

După cum s-a arătat în Introducerea prezentei lucrări, problema reducerii consumului de combustibil și în special a consumului de hidrocarburi își găsește rezolvarea în cunoașterea cât mai amănunțită dar și exactă a fenomenelor de transfer a căldurii care au loc în spațiul de lucru al cuptoarelor de încălzire și tratament termic utilizate atât în industria siderurgică cât și în industria constructoare de mașini.

Transferul de căldură de la gazele de ardere și zidăria cup-
torului, la semifabricatele supuse încălzirii sau tratamentului
termic este un proces foarte complex depinzând de numeroși fac-
tori specifici fiecărei instalații în parte.

Privit în ansamblu, transferul căldurii la semifabricatele
ce formează încărcătura cup-
torului, este constituit din transferul
de căldură de la gazele de ardere și de la zidăria cup-
torului. Majoritatea cuptoarelor de încălzire și tratament termic lucrează
în domeniul temperaturilor înalte (800 - 1100° C) când rolul pre-
ponderent al transferului termic îl deține radiația calorică.

Măsurile luate pînă în prezent pentru amplificarea radiației
gazelor de ardere au dat rezultate mulțumitoare (carburarea flă-
cării, injectarea de abur supraîncălzit, etc.) dar sub aspectul
economiei de combustibil, ele devin adevărate consumatoare supli-
mentare, care duc la creșteri însemnate ale consumului specific
de combustibil și, în final, la ridicarea prețului de cost al
semifabricatelor.

Orientările cercetărilor actuale trebuie să se îndreptate spre
studiul comportării zidăriei cup-
torului în procesul schimbului
de căldură prin radiație termică asociat cu efectul radiant al
gazelor de ardere, în condițiile conducerii unei arderi economi-
ce a combustibilului.

Prezentul capitol tratează cele mai moderne metode de cerce-
tare a schimbului de căldură în spațiul cup-
torului care sînt uti-

lizate apoi ca baze teoretice și experimentale în cercetările de laborator și în aplicarea acestora la scară industrială.

Toate aceste metode conduc la concluzia că îmbunătățirea substanțială a randamentului termic, deci reducerea consumului de combustibil, se poate realiza nu prin amplificarea radiației gazelor de ardere ci prin creșterea aportului zidăriei în procesul de transmitere a căldurii.

Bazată pe legea radiației termice a lui Stefan - Boltzmann, radiația emisă de zidărie depinde, așa cum va reieși din cele ce urmează, de puterea a patra a temperaturii absolute a pereților, astfel că pentru o creștere relativ mică a temperaturii, radiația crește în mod substanțial.

1.1. Schema ideală a schimbului de căldură prin radiații în cazul mediului mobil

Se consideră un spațiu delimitat de suprafețe absolut negre, în care mediul gazos se deplasează avînd temperatura Θ .

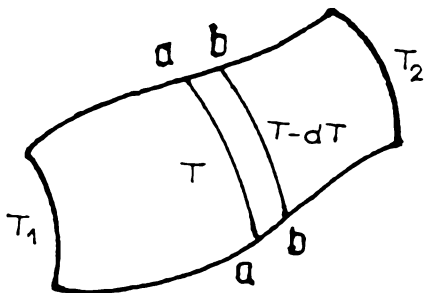


Fig. 1.1.1.

Din elementul de volum dV aparținînd mediului gazos se separă două suprafețe izoterme "aa" cu temperatura T și "bb" cu temperatura $T - dT$ conform cu fig. 1.1.1.

Procesul cedării de căldură fiind staționar, căldura cedată

de volumul elementar este :

$$dQ = 4 \alpha \cdot \sigma_0 \cdot T^4 \cdot dV \quad , \quad (1.1.1)$$

egală cu micșorarea conținutului de căldură aparținînd mediului mobil

$$dQ = - G \cdot c \cdot dT \quad . \quad (1.1.2)$$

Integrînd expresiile (1.1.1) și (1.1.2) :

$$\frac{4 \sigma_0 \cdot V}{G \cdot c} = \int_{T_2}^{T_1} \frac{dT}{\alpha_0 \cdot T^4} \quad (1.1.3)$$

va rezulta

$$\frac{T_2}{T_1} = \sqrt[3]{\frac{1}{1 + \frac{12 \alpha \cdot \sigma_0 \cdot V \cdot T_1^3}{G \cdot c}}} \quad (1.1.4)$$

Energia cedată va avea expresia

$$Q_R = G \cdot c (T_1 - T_2) = G \cdot c \cdot T_1 \left(1 - \sqrt[3]{\frac{1}{1 + \frac{12 \alpha \cdot \sigma_0 \cdot V \cdot T_1^3}{G \cdot c}}} \right) \quad (1.1.5)$$

Relația (1.1.5) dă valoarea maximă a energiei cedate teoretic de volumul de gaze mobil, cunoscînd temperatura inițială T_1 , debitul G și proprietățile fizice ale mediului.

Temperatura T_2 din relația (1.1.4) reprezintă limita inferioară imaginabilă teoretic, de răcire a mediului mobil. Concluziile de față sînt completate și întărite de considerațiile privitoare la radiația mediului fix /1, 3/ .

Adoptînd noțiunea de temperatură efectivă de radiație $T_{ef.}$, energia emisă este exprimată cu ajutorul relației

$$Q_R = 12 \cdot \alpha \cdot \sigma_0 \cdot V \cdot \frac{T_1^3 \cdot T_2^3}{T_1^2 + T_1 T_2 + T_2^2} \quad [J] \quad (1.1.6)$$

s a u

$$Q_R = 4 \cdot \alpha \cdot \sigma_0 \cdot V \cdot T_{ef.}^4 \quad (1.1.7)$$

unde

$$T_{ef.}^4 = 3 \cdot \frac{T_1^2 \cdot T_2^2}{\frac{T_1}{T_2} + 1 + \frac{T_2}{T_1}} \quad (1.1.8)$$

1.2. Calculul transferului termic radiant după schema monodimensională

Acest calcul reprezintă o metodă ce continuă ideea metodei precedente, avînd o largă răspîndire datorită expeditivității și gradului de exactitate destul de ridicat.

Camera de lucru a cuptorului se asimilează cu un canal de secțiune constantă prin care se deplasează gazele arse (mediul mobil). Schema de calcul a fost analizată de M. T. Smirnov (V.T.I. nr. 3 - 1929) și se bazează pe ecuația diferențială a bilanțului

energetic :

$$B \cdot V_g \cdot c_g \cdot dT + q_x \cdot f \cdot dx = \varepsilon_g \cdot \sigma_o \cdot p \cdot \Psi_1 (T^4 - T_1^4) dx + p (1 - \Psi_1) E_{p,z} \cdot dx \quad (1.2.1)$$

unde :

- f - secțiunea camerei [m²] ;
- p - perimetrul secțiunii camerei [m] ;
- ε_g - coeficient de negreală a mediului gazos ;
- Ψ_1 - gradul de negreală a suprafeței laterale a camerei .

Generalizînd, mărimile f, p și Ψ_1 s-ar putea analiza ca fiind variabile pe lungimea camerei, dar pentru simplificare se vor considera constante. Din aceleași motive, se va considera și căldura specifică a gazelor, c_g , constantă.

Pentru determinarea coeficientului de negreală ε_g , a mediului gazos, se va considera că suprafețele radiante sînt distribuite pe suprafața laterală a camerei iar căldura pierdută prin pereți coincide cu căldura transmisă către aceștia prin convecție :

$$q_{ef.} = q_i (1 - \Psi_1) + q_i \cdot \Psi_1 \cdot r_1 + a_1 \cdot \Psi_1 \cdot \sigma_o \cdot T_1^4 \quad (1.2.2)$$

Densitatea fluxului termic rezultat este :

$$q_{rez.} = q_i - q_{ef.} \quad (1.2.3)$$

- unde :
- $q_{ef.}$ - reprezintă densitatea fluxului termic efectiv de radiație [W/m²] ;
 - q_i - este densitatea fluxului termic de radiație incident [W/m²]

și se obține din rezolvarea ecuațiilor (1.2.2) și (1.2.3) :

$$q_{rez.} = \frac{\Psi_1 \cdot \sigma_o (T^4 - T_1^4)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - \Psi_1} = \Psi_1 \cdot \varepsilon_g \cdot \sigma_o (T^4 - T_1^4) \quad (1.2.4)$$

Temperatura teoretică de ardere se obține transformînd ecuația (1.2.1) în ecuație adimensională :

$$T_a = T_1 + \frac{f \cdot \int_0^1 q_o \cdot dx}{B \cdot V_g \cdot c_g} \quad (1.2.5)$$

Înlocuind temperatura și coordonatele prin mărimi adimensionale conform cu

$$z = \frac{x}{l} ; \quad \theta = \frac{T}{T_a} ; \quad \theta_1 = \frac{T_1}{T_a} ; \quad \theta_{1'} = \frac{T_{1'}}{T_a} \quad (1.2.6)$$

rezultă

$$\frac{d\theta}{dz} - (1 - \pi_2)(q_1 - \pi_5) + \varepsilon_g \cdot \pi_1 \cdot (\theta^4 - \theta_1^4) = 0 \quad (1.2.7)$$

unde

$$\pi_1 = \frac{\Psi_1 \cdot p \cdot l \cdot \sigma_0 \cdot T_a^3}{B \cdot V_g \cdot c_g} \quad (1.2.8)$$

$$\pi_2 = \theta_1 = \frac{T_1}{T_a} \quad (1.2.9)$$

$$\pi_5 = \frac{(1 - \Psi_1) \cdot p \cdot l \cdot E_{p,z}}{f \cdot \int_0^l q_x \cdot dx} \quad (1.2.10)$$

reprezintă pierderile de căldură prin răcire.

$$q_0 = \frac{q_x \cdot l}{\int_0^l q_x \cdot dx} \quad (1.2.11)$$

mărime adimensională a degajării de căldură, și

$$\Psi_1 \cdot p \cdot l = H_1 \quad (1.2.12)$$

mărimea suprafeței radiate [m²].

Ecuația de bilanț devine :

$$\frac{d\theta}{dz} = \varepsilon_g \cdot \pi_1 \cdot u^4 - \varepsilon_g \cdot \pi_1 \cdot \theta^4 \quad (1.2.13)$$

unde

$$u^4 = \theta_1^4 + \frac{(1 - \pi_2)(q_0 - \pi_5)}{\varepsilon_g \cdot \pi_1} \quad (1.2.14)$$

Dacă degajarea de căldură are loc pe lungimea camerei, relațiile (1.2.1), (1.2.7) sau (1.2.13), permit determinarea temperaturii pe lungimea camerei.

Pentru o zonă oarecare a camerei delimitate de coordonatele z_1 și z_2 , relația (1.2.14) devine

$$\int_{\theta'}^{\theta''} \frac{d\theta}{u^4 - \theta^4} = \varepsilon_g \cdot \pi_1 (z_2 - z_1) \quad (1.2.15)$$

Dacă pentru porțiunile separate mărimile "u" nu se modifică, atunci expresia (1.2.15) se poate integra :

$$u^3 \cdot \varepsilon_g \cdot \pi_1 \cdot (z_2 - z_1) = \Psi^t \left(\frac{\theta''}{u} \right) - \Psi^t \left(\frac{\theta'}{u} \right) \quad (1.2.16)$$

unde funcția Ψ^t pentru cazul cînd $\theta < u$:

$$\Psi^t \left(\frac{\theta}{u} \right) = \frac{1}{4} \ln \frac{\frac{\theta}{u} + 1}{1 - \frac{\theta}{u}} + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{\theta}{u} \quad (1.2.17)$$

iar cînd $\theta > u$

$$\Psi^t \left(\frac{\theta}{u} \right) = \frac{1}{4} \ln \frac{\frac{\theta}{u} + 1}{\frac{\theta}{u} - 1} + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{\theta}{u} \quad (1.2.18)$$

Aceste funcții se pot prezenta sub forma unor serii rapid convergente, astfel pentru $\theta < u$

$$\Psi^t (y) = y + \frac{1}{5} y^5 + \frac{1}{9} y^9 + \frac{1}{13} y^{13} + \dots \quad (1.2.19)$$

și pentru $\theta > u$:

$$\Psi^t (y) = \frac{\pi}{4} + \frac{1}{3y^3} + \frac{1}{7y^7} + \frac{1}{11y^{11}} + \dots \quad (1.2.20)$$

funcții ce au fost tabelate de G. P. Ivanțov [46] .

Împărțind lungimea camerei în zone separate și considerînd că în fiecare zonă degajarea de căldură este constantă, se poate, cu metoda de mai sus, determina variația temperaturii pe lungimea camerei, prin rezolvarea ecuației (1.2.15) pentru fiecare zonă.

Ecuația se poate rezolva și prin integrare numerică, astfel, dacă temperatura de la capătul camerei este constantă, căldura cedată suprafeței de încălzire se determină conform ecuației bilanțului termic al camerei :

$$B \cdot V_g \cdot c_g \cdot (T_a - T_y) = Q_{r,1} + Q_5 \quad (1.2.21)$$

sau folosind expresiile criteriale

$$\theta_y + (1 - \pi_2) (\pi_5 + \pi_{10}) = 1 \quad (1.2.22)$$

unde

$$\pi_{1,0} = \frac{Q_{r,1}}{Q_x} \quad (1.2.23)$$

care reprezintă criteriul cedării de căldură în camera cuptorului,

De remarcat că pentru valori mici ale lui "u" și valori mari ale raportului $\frac{\theta}{u}$, calculul se complică deoarece funcția (1.2.17) se modifică puțin cu variația lui $\frac{\theta}{u}$.

În aceste condiții, se adoptă un procedeu aproximativ, notînd relația (1.2.15) sub forma :

$$- \int \frac{d\theta}{(1 - \frac{u^4}{\theta^4}) \theta^4} = \varepsilon_g \cdot \pi_1 (z_2 - z_1) \quad (1.2.24)$$

și considerînd că $1 - \frac{u^4}{\theta^4}$ este apropiat de 1 iar prin integrare soluția devine :

$$\frac{1}{(\theta'')^3} - \frac{1}{(\theta')^3} = \frac{3 \cdot \varepsilon_g \cdot \pi_1 (z_2 - z_1)}{1 - \frac{u^4}{\theta^4}} \quad (1.2.25)$$

unde $\frac{u}{\theta}$ se ia ca valoare medie în intervalul analizat.

Cazul cel mai simplu este schimbul de căldură prin radiație cînd combustibilul arde instantaneu la intrarea în cameră fără pierderi de căldură în zidărie și la temperaturi T_1 joase.

În acest caz, $q_0 = 0$; $\pi_5 = 0$; $T_1 = T_a$

deci : $u \approx 0$ și $\theta' \approx 1$.

Relația (1.2.25) devine :

$$t_y = \frac{1}{\sqrt[3]{1 + 3 \varepsilon_g \cdot \pi_1}} \quad (1.2.26)$$

Utilizînd această metodă se poate stabili influența consumului de combustibil și aer, a preîncălzirii aerului, a vitezei de ardere și a pierderilor prin zidărie asupra schimbului de căldură prin radiație.

Metoda a fost utilizată la studiul funcționării cuptoarelor [24] , [11] , [42] , dar luînd în considerare că la baza ei se află o serie de ipoteze care demonstrează legitatea de bază a schim-

bului de căldură prin radiații.

Ipoteza că mărimile locale ale cedării de căldură se determină tot prin mărimi locale ale temperaturii nu corespunde realității, deoarece ele se definesc prin întregul câmp de temperaturi în cameră, depinzând de fluxul efectiv de radiație ale tuturor suprafețelor. Nu se ia în considerare schimbul reciproc de căldură prin radiații între volumele și suprafețele care se află la diferite distanțe de la capetele camerei.

Pentru înlăturarea acestor neajunsuri, problema s-ar putea rezolva cu ajutorul principiului zonal, formînd ecuația de bilanț pentru fiecare zonă "i" :

$$B \cdot V_g \cdot c_g (T_i - T_{i+1}) + q_x \cdot f \cdot \Delta x_i = \varepsilon_{gi} \cdot \sigma_0 \cdot p \cdot \Psi_1 (\bar{T}_i^4 - T_1^4) \cdot \Delta x_i + (1 - \Psi_1) \cdot p \cdot E_{r,z} \cdot \Delta x_i \quad (1.2.27)$$

unde \bar{T}_i este temperatura medie a zonei "i" .

Pe măsura creșterii numărului de zone, rezolvarea cu ajutorul ecuației (1.2.27) se apropie însă de valoarea exactă.

1.3. Metoda zonală de calcul a cedării de căldură prin radiație termică

La baza calculului schimbului de căldură prin radiație, prin metoda zonală, stă sistemul de ecuații :

$$\begin{aligned} & - \frac{(E_{r1})^I}{a_1} + \sum \frac{r_k}{a_k} \cdot \Psi(i,k) (E_{r,k})^I + \sum_{k=n'+1}^n \Psi(i,k) \sigma_0 (T_k^4)^{II} + \\ & + \sum_{q=1}^m \Psi_{P-v}(i,q) \sigma_0 \cdot T_q^4 = - \sum_{k=n'+1}^n \frac{r_k}{a_k} \Psi(i,k) (E_{r,k})^{II} - \\ & - \sum_{k=1}^{n'} \Psi(i,k) \cdot \sigma_0 (T_k^4)^I + \sigma_0 \cdot T_i^4 \quad [w/m^2] i = 1 \dots n' \quad (1.3.1) \\ & \sum_{k=1}^{n'} \frac{r_k}{a_k} \Psi(i,k) (E_{r,k})^I - \sigma_0 (T_i^4)^{II} + \sum_{k=n'+1}^n \Psi(i,k) \cdot \sigma_0 (T_k^4)^{II} + \\ & + \sum_{q=1}^m \Psi_{P-v}(i,q) \cdot \sigma_0 \cdot T_q^4 = \frac{(E_{r,i})^{II}}{a_i} - \sum_{k=n'+1}^n \frac{r_k}{a_k} \Psi(i, \end{aligned}$$

$$k) (E_{r,k})^{II} - \sum_{k=1}^{n'} \Psi(i,k) \cdot \sigma_0 (T_k^4)^I \quad i = (n'+1) \dots n \quad (1.3.2)$$

$$\begin{aligned} & \sum_{k=1}^{n'} \frac{r_k}{a_k} \Psi_{F-V}(p,k) (E_{r,k})^I + \sum_{k=n'+1}^n \Psi_{V-F}(p,k) \cdot \sigma_0 (T_k^4)^I - \\ & - \varepsilon_p \cdot \sigma_0 \cdot T_p^4 + \sum_{\substack{q=1 \\ q \neq p}}^m \Psi_{V-V}(p,q) \cdot \sigma_0 \cdot T_q^4 = \\ & = - \sum_{k=n'+1}^n \frac{r_k}{a_k} \cdot \Psi_{V-F}(p,q) (E_{r,k})^{II} = \sum_{k=1}^{n'} \Psi_{V-F}(p,k) \sigma_0 (T_k^4)^I - \\ & - \frac{Q_{cV}(p)}{F_p}, [w/m^2] \quad p = 1 \dots m \quad (1.3.3) \end{aligned}$$

unde toate suprafețele care delimitează volumul sînt împărțite în două categorii (suprafețe de tip I și II) .

Astfel, ecuația (1.3.1) se referă la suprafața de tip I, ecuația (1.3.2) pentru suprafața de tip II (1.3.3) pentru fiecare rînd "p".

Pentru suprafețele de tip I sînt date mărimile temperaturii și pentru cele de tip II, valorile schimbului termic rezultat, valorile determinabile vor fi schimbul de căldură rezultat (dintre suprafețele de tip I și II) .

Temperatura suprafeței radiate se analizează ca fiind de tipul I, iar suprafața zidăriei se identifică cu suprafața de tip II (pentru calculul pierderilor prin zidărie).

Temperaturile zonelor volumetrice trebuie primite ca determinabile, termenul $\frac{Q_{cV}(p)}{F_p}$ din sistemul (1.3.1 - 1.3.3) ținînd

seama atît de degajarea termică chimică cît și de toate celelalte componente ale bilanțului de energie a zonei, cu excepția componentelor de transfer a energiei de radiație.

Între ele, cel mai important este transferul convectiv de căldură. Separînd din spațiul de lucru un volum oarecare "p", volumele vecine "q" se ating cu acesta după suprafețele q' și q" (fig. 1.3.1).

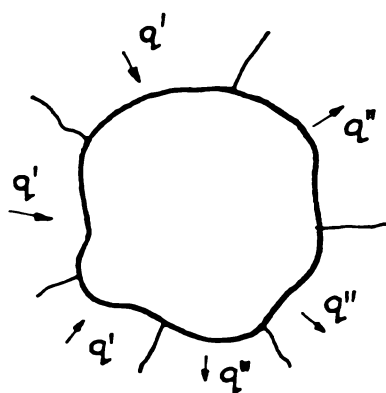


Fig. 1.3.1.

Notînd cu $W_n(p,q)$ proiecțiile pe normală la suprafața ΔF a cîmpului vitezei mediului, volumele q' intră în volumul considerat iar q'' părăsesc volumul de referință.

Astfel, pe seama transferului de mediu prin pătrunderea lui q' în volumul p , acesta primește căldura

$$\sum_{q'} \rho' \cdot W_n^i \cdot \Delta F(p,q') \cdot \bar{c}_q \cdot t_q^i \quad (1.3.4)$$

iar prin ieșirea volumului q'' , volumul " p " va pierde căldura

$$\sum_{q''} \rho'' \cdot W_n^n \cdot \Delta F(p,q'') \bar{c}_p \cdot t_p^i = \bar{c}_p \cdot t_p^i \sum_{q''} \rho'' \cdot W_n^n \cdot \Delta F(p,q'') \quad (1.3.5)$$

unde : t_p^i, t_q^i sînt temperaturile la ieșirea mediului din volumul p și q [$^{\circ}C$];

\bar{c}_p, \bar{c}_q sînt capacitățile calorice specifice medii ale mediului între valorile de temperatură de $0^{\circ}C$ și t_p^i respectiv t_q^i [$KJ/Kg \cdot K$].

Creșterea de entalpie a volumului se constituie din diferența expresiilor (1.3.4) și (1.3.5)

$$H_{tr} = \sum_{q'} \rho' \cdot W_n^i \cdot \Delta F(p,q') \bar{c}_q \cdot t_q^i - \bar{c}_p \cdot t_p^i \sum_{q''} W_n^n \cdot \rho'' \cdot \Delta F(p,q'') \quad (1.3.6)$$

iar în baza legii conservării masei

$$\sum_{q'} \rho' \cdot W_n^i \cdot \Delta F(p,q') = \sum_{q''} \rho'' \cdot W_n^n \cdot \Delta F(p,q'') \quad (1.3.7)$$

rezultînd astfel din relațiile (1.3.6) și (1.3.7)

$$\begin{aligned} H_{tr} &= \sum_{q'} \rho' \cdot W_n^i \cdot \Delta F(p,q') (\bar{c}_q \cdot t_q^i - \bar{c}_p \cdot t_p^i) = \\ &= \sum_{q'} \rho' \cdot W_n^i \cdot \Delta F(p,q') \bar{c}_{pq} (T_q^i - T_p^i) \quad [J/s] \quad (1.3.8) \end{aligned}$$

Transferul de căldură prin conductibilitate între două zone se poate considera proporțional cu diferența de temperaturi ale

acestor zone, astfel că mărimea schimbului de căldură este dată de relația :

$$K_{tr} \cdot \Delta F (p, q) (T'_q - T'_p) \quad [W] \quad (1.3.9)$$

Căldura degajată este

$$Q_{deg.,p} = Q_{xr} + \sum_q N(p, q)(T'_q - T'_p) \quad , \quad [W] \quad (1.3.10)$$

unde

$$N (p, q) = \varrho'_n \cdot W'_n \cdot \Delta F (p, q) \cdot \bar{c}_{pq} + K_{tr} \cdot \Delta F (p, q) \quad (1.3.11)$$

și \bar{c}_{pq} - capacitatea calorică specifică medie a mediului în intervalul de temperaturi t'_p și t'_q [KJ/Kg K] ;

K_{tr} - coeficient de schimb termic datorat turbulenței [W/m²K].

Considerarea valorii lui K_{tr} este îngreunată de inexistența unor date concrete, clarificarea valorilor acestei mărimi necesită efectuarea unor experimentări, drept pentru care calculele de față nu țin seama de schimbul de căldură datorat turbulenței. Capacitățile calorice specifice medii $\bar{c}_{p,q}$ depind de valorile temperaturilor T'_p și T'_q , care pentru simplificarea problemei se consideră constante și cîmpul vectorial al vitezei, drept cunoscut.

În aceste condiții, termenii $N (p, q)$ se determină conform condițiilor date, nedepinzînd de mărimile constante. Astfel ecuația (1.3.3) devine :

$$\sum_{k=1}^{n'} \frac{r_k}{a_k} H_{F-V} (k, p) \cdot E_{rk}^{s.rad} + \sum_{k=n'+1}^n H_{F-V}(k, p) \cdot \sigma_0 (T_k^4)^{zid.} -$$

$$- F_p \cdot \varepsilon_p \cdot \sigma_0 \cdot T_p^4 + \sum_{\substack{q=1 \\ q \neq p}}^m H_{V-V} (p, q) \sigma_0 \cdot T_q^4 =$$

$$= - \sum_{k=n'+1}^n \frac{r_k}{a_k} H_{F-V} (k, p) \cdot E_{r,k}^{zid.} - \sum_{k=1}^{n'} H_{F-V} (k, p) \sigma_0 \cdot$$

$$\cdot (T_k^4)^{s.rad} - Q_{xr} - \sum_{q'} N (p, q) (T'_q - T'_p) [W] \quad p = 1 \dots m$$

$$(1.3.12)$$

Sistemul de ecuații zonale (1.3.1), (1.3.2) și (1.3.12) dă soluția cerută a problemei schimbului de căldură prin radiație cu considerarea deplasării mediului gazos.

Se deosebește de sistemul (1.3.1 - 1.3.3) prin faptul că în ultimele m ecuații valorile mărimii degajării termice cunoscute sînt înlocuite cu degajările termice chimice, fiind incluși factorii ce determină degajarea sau consumul de căldură pe seama deplasării mediului. Acești factori depind de valorile temperaturii mediului la intrarea și ieșirea din fiecare zonă.

De menționat că temperaturile $T_{q'}$ și $T_{p'}$ din membrii convectivi nu sînt egale cu T_q și T_p , prezentate în stînga ecuațiilor și pentru determinarea sistemului de ecuații este necesară o corelare matematică a acestor temperaturi.

Cel mai simplu ar fi să se considere că temperaturile efective T_q și T_p pentru fiecare zonă volumetrică sînt egale cu temperaturile $T_{q'}$ și $T_{p'}$ la ieșirea din zone deși, în principiu, procedeul nu este cel mai bun.

Determinarea precisă a temperaturilor efective T_p și T_q este imposibilă, putînd fi evaluate însă aproximativ pornind de la ideea că trebuie să fie egale cu valorile medii ale temperaturilor de la intrarea și ieșirea din zona volumetrică.

Se poate considera că :

$$T_p = \sqrt{T_{p'} \left(\prod_{i=1}^r T_{q'} \right)^{\frac{1}{r}}} \quad (1.3.13)$$

unde : r este numărul zonelor q prin limitele cărora mediul intră în zona p .

și dacă o astfel de limită pentru fiecare zonă este doar una, atunci

$$T_p = \sqrt{T_{p'} \cdot T_{q'}} \quad (1.3.14)$$

Problema medierii temperaturilor este importantă la un număr mic de zone volumetrice dar își pierde din importanță la un număr mai mare.

Coeficienții necunoscutelor din ecuațiile (1.3.1 - 1.3.3 și 1.3.12) se obțin prin calcule complexe legate de determinarea coeficienților unghiulari generalizați și strecurarea unor greșeli este foarte facilă, astfel că după alcătuirea ecuațiilor se va verifica corectitudinea determinării coeficienți-

lor necunoscutelor.

Verificarea se realizează pe baza proprietății de închidere a coeficienților, notînd prin c_{ik} coeficienții necunoscutelor din sistemul (1.3.1 - 1.3.3) unde "i" este numărul de ordine al ecuației iar "k" numărul membrului din fiecare ecuație. Pentru coeficienții mărimilor necunoscute $E_{r,i}$ se va respecta egalitatea :

$$\sum_i c_{i,k} F_i = F_k \quad (1.3.15)$$

iar pentru necunoscutele la mărimile $\sigma_0 \cdot T^4$ relative la zidărie și volume, se va obține :

$$\sum_i c_{i,k} \cdot F_i = 0 \quad (1.3.16)$$

Astfel, coeficienții ultimelor ecuații "m" nu trebuiesc multiplicați cu valorile suprafețelor volumelor.

1.4. Metode de rezolvare a ecuațiilor zonale

Sistemul de ecuații (1.3.1 - 1.3.3) este liniar în raport cu necunoscutele $E_{r,k}$, T_k^4 , T_r^4 și se rezolvă cu ajutorul matricii inverse a sistemului .

Înlocuirea ultimei ecuații din (1.3.3) cu (1.3.12) modifică sistemul în tipul neliniar, chiar și aplicînd cea mai simplă legătură T_p și T_q cu T_q' și T_p' necunoscutele din ultimele "m" ecuații vor conține necunoscutele T_p^4 de gradul unu și 1/4 .

Prima metodă de rezolvare se aplică pentru cazul cînd membrii $N(p,q)$ sînt mici, sistemul rezolvîndu-se iterativ. Valorile Q_{xr} se consideră nule sau se determină arbitrar în baza distribuției temperaturii în cameră, temperatura zonelor volumetrice determinîndu-se după formula :

$$x_i = \sum c_{i,k} b_k \quad (1.4.1)$$

unde x_i sînt necunoscutele, b_k termenii liberi și $c_{i,k}$ elementele matricii inverse. Conform valorilor obținute ale temperaturilor se află membrii Q_{xr} și termenii din dreapta ecuației (1.3.12). După formula de mai sus se calculează din nou temperaturile zonelor volumetrice, se determină valorile membrilor Q_{xr} și membrii din dreapta ecuației (1.3.12) etc., pînă cînd valorile necunoscu-

telor în rezolvările succesive nu se repetă.

O astfel de metodă nu este universală, deoarece în cazul mărimilor $H(p, q)$ nu se obține o serie convergentă de rezolvări succesive.

A doua metodă de rezolvare se bazează pe considerarea mărimilor degajărilor de căldură drept cunoscute, necunoscutele determinându-se cu relația (1.4.1).

Conform degajărilor de căldură date și a valorilor obținute a temperaturilor zonelor volumetrice după relația (1.3.10) se poate afla degajarea termică chimică în zonele volumetrice. Metoda fiind și simplă, permite obținerea soluției exacte a problemei și se utilizează cu succes când în problema calculelor intră compararea soluțiilor obținute prin metoda zonală cu soluțiile obținute prin alte metode.

A treia metodă, care este universală, se utilizează pornind de la relația (1.4.1), astfel că pentru fiecare zonă volumetrică

$$\sigma_0 \cdot T_p^4 = \sum c_{i,k} (b_k^i + Q_{kr}) \quad (1.4.2)$$

unde : b_k^i reprezintă termenii membrului drept al ecuației fără termenul convectiv [W/m^2], obținându-se "m" egalități. Termenii convectivi conțin temperatura zonelor volumetrice de gradul unu, ecuația (1.4.2) devenind sub forma generală :

$$\begin{aligned} \sigma_0 \cdot T_I^4 &= k_1 + a_{1,1} T_I + a_{1,2} T_{II} + \dots \\ \sigma_0 \cdot T_{II}^4 &= k_2 + a_{2,1} T_I + a_{2,2} T_{II} + \dots \\ &\vdots \\ \sigma_0 \cdot T_m^4 &= k_m + a_{m,1} T_I + a_{m,2} T_{II} + \dots \end{aligned} \quad (1.4.3)$$

Sistemul astfel obținut are "m" ecuații cu necunoscutele de gradul unu și patru, numărul ecuațiilor reducându-se față de sistemul inițial (1.3.1 - 1.3.3), pînă la "m", adică pînă la numărul zonelor volumetrice (sistem rezolvat de D. Gleset).

Sistemul (1.4.3) se poate transforma în :

$$k_1 + (a_{1,1} - \sigma_0 T_I^3) T_I + a_{1,2} T_{II} + a_{1,3} T_{III} + \dots = 0$$

$$k_2 + a_{2,1} T_I + (a_{2,2} - \sigma_0 T_{II}^3) T_{II} + a_{2,3} T_{III} + \dots = 0 \quad (1.4.4)$$

$$k_i + a_{i,1} T_I + \dots + (a_{i,i} - \sigma_0 T_i^3) T_i + \dots = 0$$

Sistemul obținut se rezolvă destul de ușor cu ajutorul calculatorului electronic, fiind însă necesare valorile relative ale necunoscutelor T_i și coeficienții necunoscutelor în membrii diagonali. Se obține un sistem liniar din care rezultă valori aproximative ale temperaturilor zonelor volumetrice, cu ajutorul cărora se află iterativ membrii diagonali și sistemul se rezolvă succesiv pînă la obținerea valorilor exacte.

Este de preferat ca sistemul de ecuații să fie dat sub forma adimensională.

Analizînd ceva mai în detaliu metodele teoretice de calcul a temperaturii și fluxului termic în spațiul de lucru al cuptorului rezultă următoarele :

Conform cu metoda simplificată, temperatura T_i este egală cu temperatura gazelor la ieșirea din zonă, întocmai după procedeul la metoda zonală. Coeficientul de negreală s-a determinat după relația :

$$\varepsilon_g = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{\Psi_1}{\varepsilon_g} - \Psi_1} \quad (1.4.5)$$

unde $\Psi_1 = 1$ este gradul de negreală a volumului camerei corespunzînd unui volum infinit lung, de secțiune pătrată.

Potrivit datelor obținute experimental [48] s-a obținut pentru $\varepsilon_g = 0,4$ valoarea $\varepsilon_g = 0,31$ și pentru $\varepsilon_g = 0,2$,
 $\varepsilon_g = 0,1746$.

În cazul calculului după metoda experimentală a lui Timofeev și Gurvici [16] , [42] , radiația specifică și coeficientul de negreală al mediului gazos rezultă din

$$\varepsilon_g = \varepsilon_1 \frac{1 - \varepsilon_1 \cdot \Psi_1}{\varepsilon_1 + (1 - 2\varepsilon_1) \Psi_1} \quad (1.4.6)$$

iar temperatura de ardere

$$T_a = 300 + \frac{Q_x}{V_g \cdot c_g} \quad [K] \quad (1.4.7)$$

În diagrama din figura 1.4.1., curba 5 s-a obținut conform rezultatelor calculului efectuat cu relația (1.2.27) temperatura

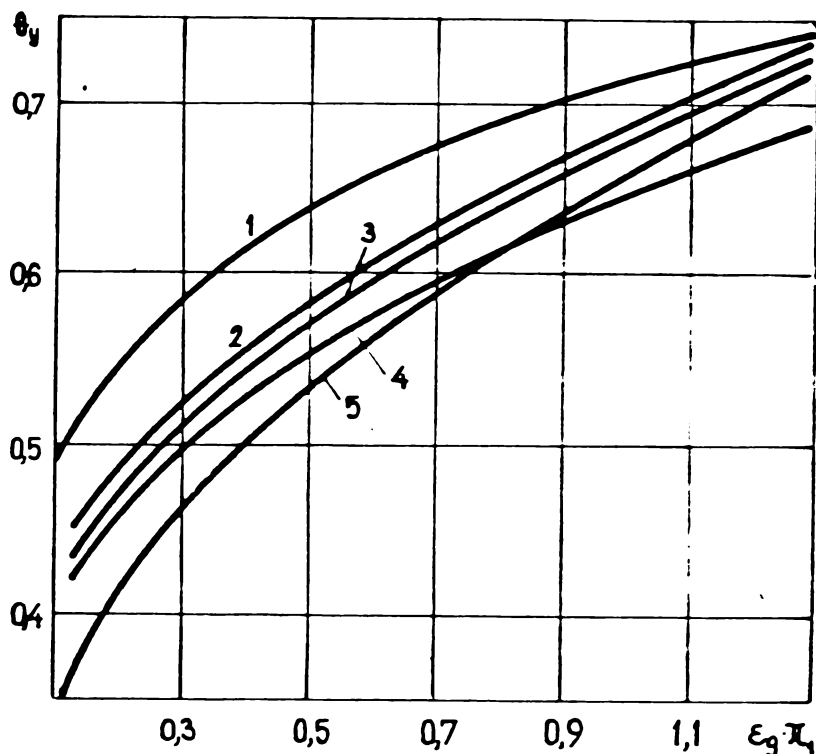


Fig. 1.4.1.

T_i în cazul dat, coincide cu temperatura gazelor arse. Alura curbelor temperaturilor adimensionale a gazelor, este identică pentru toate metodele.

Temperatura și cedarea de căldură s-au obținut valoric într-un mod analog.

Metoda zonală dă o distribuție mai neuniformă a cedării de căldură (curbele 1, 2, 4, 5) pe cînd metoda simplificată fără împărțirea în zone (curba 3) dă valori ceva mai mici ale temperaturii adimensionale.

Pentru varianta cu o zonă (curba 1), valorile sînt mai mari decît în varianta cu zece zone (curba 5). Curbele θ_y ce depind de variabila combinată $\epsilon_g \cdot \pi_1$, dau o relație funcțională minoră potrivit unui interval destul de larg de valori a lui ϵ_g .

Considerarea influenței caracteristicilor de radiație a flăcării și suprafeței pereților prin introducerea în criteriul Bo a gradului efectiv de negreală a camerei este deplin justificată, de asemenea calculele efectuate pentru mediul gazos fix și mobil diferă mult, neglijarea deplasării mediului fiind inadmisibilă.

Pentru cazul cuptorului cu flacără întoarsă (în experimentările de laborator s-a utilizat un cuptor cameră, cu flacără întoarsă), distribuția degajării de căldură pe lungimea camerei reiese din figura 1.4.2.

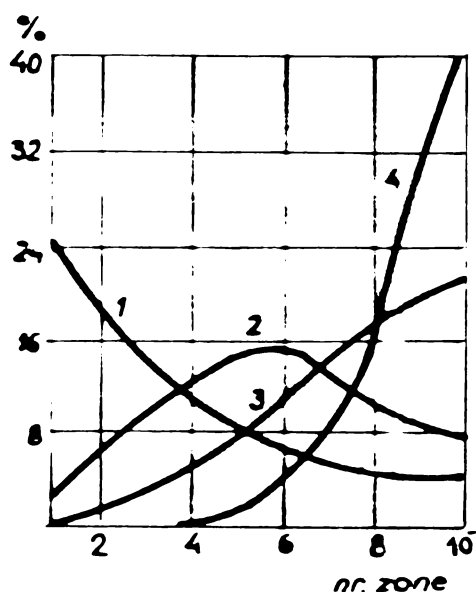


Fig. 1.4.2.

- 1 - arderea momentană la intrarea în cameră ;
- 2 - ardere normală ;
- 3 - degajare uniformă de căldură pe lungimea camerei ;
- 4 - ardere la capătul camerei .

Influența preîncălzirii aerului asupra distribuției degajării de căldură pe lungimea camerei este redată în figura 1.4.3.

Coeficientul de absorbție a mediului gazos s-a considerat constant, propagarea căldurii fiind unidimensională.

Sistemul de ecuații (1.3.1 - 1.3.3) și (1.3.12) se aplică fără modificări și la schemele de propagare bi-dimensională și tridimensională, pentru ϵ_g constant sau variabil, dar calculul se complică foarte mult.

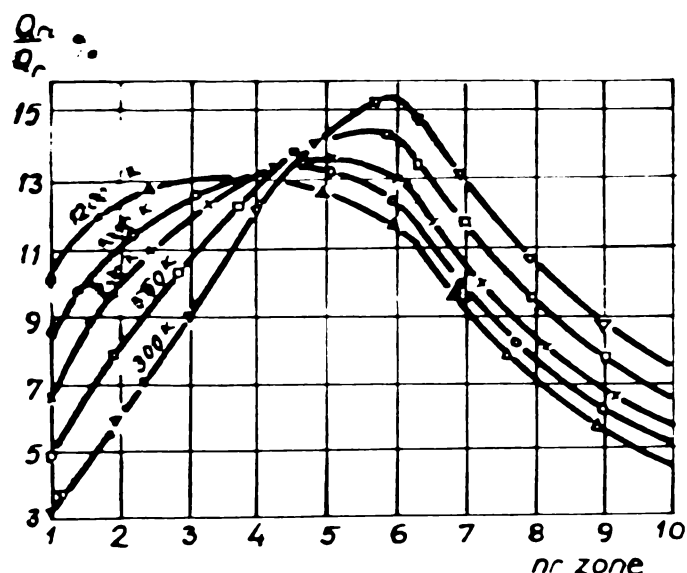


Fig. 1.4.3.

1.5. Metode zonale, bazate pe utilizarea coeficienților de de-
terminare a schimbului reciproc de căldură prin radiație

Variantele unei astfel de scheme au fost propuse de Hottel și Cohen [49], la baza lor stînd relațiile

$$E_{r_o} = E_{abs.} - E_{pr.} \quad [W] \quad (1.5.1)$$

în care : E_{r_o} - energia termică rezultantă [W] ;
 $E_{abs.}$ - energia termică absorbită [W] ;
 $E_{pr.}$ - energia termică proprie [W] ,

sau

$$Q_{abs.} - Q_{pr.} + Q_{intr.} = 0 \quad [W] \quad (1.5.2)$$

pentru zonele de suprafață

$$Q_{intr.} = -Q_r \quad [W] \quad (1.5.3)$$

dacă nu se ia în considerare și convecția.

Pentru determinarea cantității de căldură absorbită de fiecare zonă se utilizează numiții coeficienți "total interchange aerea", astfel $Q_{abs.}$ se poate explicita

$$Q_{abs.}_i = \sum_j \overline{S_i S_j} \cdot \sigma_o \cdot T_j^4 \quad [W] \quad (1.5.4)$$

pentru schimbul termic între suprafețele "j" și "i", și

$$Q_{abs.}_p = \sum_q \overline{G_p \cdot G_q} \cdot \sigma_o \cdot T_q^4 \quad [W] \quad (1.5.5)$$

pentru schimbul termic între volumele p și q.

Pentru schimbul de căldură între suprafețele și zonele volumetrice :

$$Q_{abs.}_i = \sum_q \overline{G_q \cdot S_i} \cdot \sigma_o \cdot T_q^4 \quad [W] \quad (1.5.6)$$

$$Q_{abs.}_q = \sum_i \overline{S_i \cdot G_q} \cdot \sigma_o \cdot T_i^4 \quad [W] \quad (1.5.7)$$

Reflectarea multiplă de la suprafețele limită se ia în considerare prin coeficienții $\sigma_0 T^4$, legați de coeficienții de determinare a schimbului reciproc de căldură prin radiație prin

$$\overline{S_i S_j} = \epsilon_i \cdot \epsilon_j H_{ij}^d \quad (1.5.8)$$

$$\overline{S_i G_q} = \overline{G_q S_i} = \epsilon_i H_{F-V}^d (i, q) \quad (1.5.9)$$

$$\overline{G_p G_q} = H_{V-V}^d (p, q) \quad (1.5.10)$$

Coeficienții de determinare H_{ij}^d , H_{F-V}^d și H_{V-V}^d vor rezulta din rezolvarea sistemului de ecuații liniare (1.5.8 - 1.5.10). E. A. Klekl [22] a reluat relația (1.5.2) generalizînd-o pentru zonele volumetrice și de suprafață. Căldura absorbită apare sub forma

$$Q_{abs.} = \sum_j f_{i,j} Q_{pr.,i} \quad (1.5.11)$$

unde $f_{i,j}$ este coeficientul ce determină partea din energia iradiată de zona j și absorbită de zona i , ținînd seama de reflexia multiplă. Coeficienții $f_{i,j}$ se pot exprima cu ajutorul coeficienților de determinare a schimbului reciproc de căldură prin radiații, prin metoda statistică Monte - Carlo.

Radiația proprie a zonelor volumetrice va fi :

$$Q = 4 \alpha_0 \cdot E_0 \cdot V \quad [J] \quad (1.5.12)$$

Dacă condițiile problemei sînt date ca mai sus (prin substituirea lui $Q_{abs.}$, $Q_{pr.}$ și $Q_{intr.}$) din relația (1.5.2) se obține sistemul neliniar de ecuații avînd ca necunoscute temperaturile zonelor volumetrice și de suprafață.

Metoda dă rezultate foarte bune [18] , [50] , [51] , pentru studiul schimbului de căldură prin radiații în agregatele industriale, iar E. A. Klekl a utilizat-o în scopul calculului schimbului de căldură bidimensional cu valori diferite ale coeficientului de absorbție a mediului în diferite zone, metodă utilizată și în cercetările experimentale de laborator [65] .

Se redau mai jos rezultatele unor calcule ale distribuției degajării de căldură într-o cameră cu secțiunea 1,6 x 1,6 m și lungimea de 5,4 m, ca în figura 1.5.1.

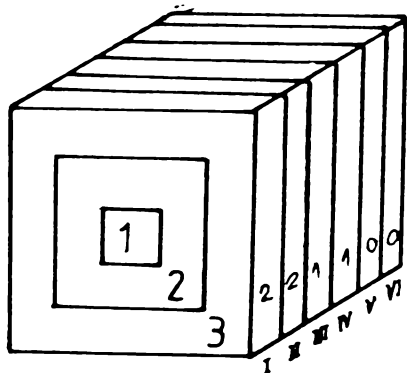


Fig. 1.5.1.

Pe secțiune, camera este împărțită în trei zone și pe lungime în șase zone identice, gazele arse se deplasează de-a lungul camerei fără a se amesteca.

Sarcina termică Q_x este distribuită uniform pe secțiune, iar pe lungime în raportul 2:2:1:1:0:0. Coeficienții de absorbție ai mediului sînt identici pe lungimea camerei dar diferă în secțiune, osci-

lînd între 0,1 și 0,3.

Calcululele au fost conduse atît după schema monodimensională de transmitere a căldurii cît și după schema bidimensională.

Distribuția coeficientului de absorbție pe zone, influențează puternic asupra distribuției cedării de căldură pe fiecare zonă volumetrică în parte.

Pentru un coeficient de negreală al mediului constant pe secțiune, cedarea de căldură crește odată cu îndepărtarea de axul camerei, spre zona pereților laterali, în valori absolute rămî-nînd totuși ne semnificativă.

La o creștere însemnată a coeficientului de absorbție a zonei centrale are loc o ponderare masivă a cedării calorice în zona centrală odată cu scăderea cedării de căldură spre zonele marginale (zona 2), urmînd o creștere spre zona periferică, zona 3 (figura 1.5.1).

Este interesant de remarcat că, în acele situații cînd coeficientul de absorbție al mediului din zona centrală a fost mai mare ca în zonele periferice, temperatura mediului din zona centrală a fost mai mică decît în zonele periferice, fenomen ce se explică prin faptul că capacitatea de radiație a zonei centrale crește ca urmare a măririi coeficientului de absorbție.

În această schemă de rezolvare (propusă de I. A. Surinov) se scriu în formă generală ecuațiile pentru temperatura zonelor volumetrice exprimate prin coeficienții de determinare a schimbului reciproc de căldură prin radiații și pentru degajările de căldură.

Valorile degajărilor se află concret din relația (1.3.10) în care Q_x se înlocuiește cu $Q_k \cdot \pi$, obținîndu-se un sistem de

la ecuații cu n necunoscute, analog sistemului de ecuații (1.4.3)

Un aspect foarte important îl reprezintă influența numărului de zone de calcul asupra preciziei calculului. O comparație între rezultatele calculului cu un număr diferit de zone și ale metodei cu o singură zonă (fără împărțirea în zone), se poate realiza utilizând metoda simplificată conform relației (1.2.27) cu împărțirea camerei în "i" zone și relația (1.2.16) reprezentând metoda simplificată fără împărțirea în zone.

S-a considerat ca valoare exactă, temperatura determinată conform relației (1.2.16), rezultatele calculului fiind redată în Tabelul 1.5.1.

Tabelul 1.5.1.

Nr. de zone	Metoda de determinare a temperaturii medii	T_y [K]	Eroare [%]
/	$T_i = T_{i-1}$	1216	0
1	$T_i = T_{i+1}$	1330	9,37
5	$T_i = T_{i+1}$	1240	1,97
10	$T_i = T_{i+1}$	1234	1,48
40	$T_i = T_{i+1}$	1220	0,33
5	$T_i = \sqrt{T_i \cdot T_{i+1}}$	1219	0,25
10	$T_i = \sqrt{T_i \cdot T_{i+1}}$	1217	0,08

De remarcat că rezultatul calculului conform temperaturii de radiație în zonă, luată ca medie geometrică între temperaturile de la intrarea și ieșirea din zonă, este considerabil mai precis fără chiar să se mai recurgă la împărțirea la un număr relativ mare de zone. Precizia calculului cu cinci zone este comparabil cu calculul cu 40 de zone, dar când $T_i = T_{i+1}$, adică temperatura medie a zonei se ia egală cu temperatura de la ieșirea din zonă.

Utilizând schema de calcul conform temperaturii medii geometrice de radiație a zonelor volumetrice, rămân valabile ecuațiile (1.3.1), (1.3.2) și (1.3.12) cu specificația că în locul necunos-

cutelor T_I^4 , T_{II}^4 , T_{III}^4 , apar produsele pătratelor acestor temperaturi : $T_0^2 \cdot T_I^2$, $T_I^2 \cdot T_{II}^2$, $T_{II}^2 \cdot T_{III}^2$, rezultînd astfel, ţinînd seama şi de (1.4.2), sistemul

$$k_1 + (a_{1,1} - \sigma_0 T_0^2 T_I) T_I + a_{1,2} T_{II} + a_{1,3} T_{III} + \dots = 0$$

$$k_2 + a_{2,1} T_I + (a_{2,2} - \sigma_0 T_I^2 T_{II}) T_{II} + a_{2,3} T_{III} + \dots = 0 \quad (1.5.13)$$

$$k_i + a_{i,1} T_I + a_{i,2} T_{II} + \dots (a_{i,i} - \sigma_0 T_i^2 T_{i+1}) T_{i+1} + \dots = 0$$

rezolvabil prin aceeaşi metodă ca şi sistemul (1.4.4).

1.6. Aspecte particulare ale schimbului termic în cuptoarele de încălzire şi tratament

La încălzirea materialelor metalice (lingouri, semifabricate, etc.), pentru pregătirea lor în vederea deformărilor plastice la cald sau pentru tratament termic, apare o diferenţă de temperatură între suprafaţa exterioară şi straturile din profunzime cu atît mai mare cu cît conductibilitatea termică a materialului este mai mică.

La limită, admiţînd o conductibilitate λ egală cu infinit, diferenţa de temperatură între diferitele puncte ale secţiunii materialului, este nulă, concluzionînd că încălzirea este uniformă pe secţiune. Un astfel de corp poartă denumirea de corp subţire din punct de vedere termic, denumire dată de P. V. Stark [52] .

Potrivit acestor consideraţii [52] , sursa de radiaţie cu temperatură constantă, emite spre corpul de încălzit cantitatea de căldură

$$dQ = F \cdot \sigma_g (T_S^4 - T_m^4) d\tau \quad [J] \quad (1.6.1)$$

unde : T_S - temperatura sursei de radiaţie [K] ;
 T_m - temperatura materialului [K] ;
 F - suprafaţa materialului de încălzit [m²] ;
 σ_g - coeficientul de radiaţie a mediului radiant [W/m² K⁴] ;
 τ - timpul [s] .

care contribuie la ridicarea temperaturii corpului în final cu

ΔT_m :

$$F \cdot \sigma_g (T_S^4 - T_m^4) d\tau = m \cdot c \cdot dT_m \quad [\] \quad (1.6.2)$$

Integrînd ecuația (1.6.2) în limitele modificării temperaturilor materialului, rezultă

$$\int_1^2 \frac{dT_m}{T_S^4 - T_m^4} = \frac{F \cdot \sigma_g}{m \cdot c} \cdot \tau \quad (1.6.3)$$

iar prin integrarea relației (1.6.2) în raport cu τ va rezulta timpul de încălzire a materialului de la T_{m1} la T_{m2} :

$$\tau_N = \frac{m \cdot c}{F \cdot \sigma_g \cdot T_S^3} \left[\psi^t \left(\frac{T_{m2}}{T_S} \right) - \psi^t \left(\frac{T_{m1}}{T_S} \right) \right] \quad [s] \quad (1.6.4)$$

$$\psi^t \left(\frac{T}{T_S} \right) = \frac{1}{4} \ln \frac{1 + \frac{T}{T_S}}{1 - \frac{T}{T_S}} + \frac{1}{2} \operatorname{arctg} \frac{T}{T_S} \quad , \quad (1.6.5)$$

relație care coincide cu (1.2.17) și (1.2.18) .

Dacă materialul încălzit este masiv, dT_m din (1.6.3) reprezintă diferențiala temperaturii medii a masei corpului încălzit iar la numitorul expresiei de sub integrală locul lui T_m trebuie luat de temperatura suprafeței (corpului) radiate. Se obține astfel egalitatea

$$\int_1^2 \frac{dT_m}{T_S^4 - T_{Sc}^4} = \frac{F \cdot \sigma_g}{m \cdot c} \cdot \tau \quad (1.6.6)$$

T_{Sc} reprezentînd temperatura materialului la suprafață.

Pentru integrarea relației (1.6.6), trebuie stabilită legătura dintre T_m și T_{Sc} prin diferite metode de aproximație prezentate în literatura de specialitate privind tehnologia de încălzire a metalelor [53] , [33] .

O schemă comodă de calcul pentru încălzirea metalului în condiții staționare (cuptoare adînci, cuptoare cu propulsie, etc.), este schema unidimensională.

Relației (1.2.1) i se va atașa

$$\varepsilon_g \cdot \sigma_0 \cdot p \cdot \psi^t (T_S^4 - T_{Sc}^4) dx = P \cdot c \cdot dT_m \quad (1.6.7)$$

în care : p - perimetrul materialului de încălzit ;
 P - productivitatea cuptorului , [Kg/s] .

În ipoteza încălzirii metalului subțire, T_m și T_{Sc} sînt identice și asociind relațiile (1.2.1) și (1.6.7) într-un sistem, se poate determina temperatura gazelor de ardere și a materialului pe lungimea cuptorului.

La încălzirea materialului masiv (încălzirea corpului real), este necesară stabilirea unei relații funcționale între T_{Sc} și T_m așa cum s-a arătat. Metoda a fost dezvoltată prima dată de Eberhardt și Hottel [11] cu completări de către A. V. Kovaderov [24] .

La calculul cuptoarelor cu funcționare periodică în cazul cînd temperatura efectivă în spațiul cuptorului nu se modifică sensibil, se vor utiliza relațiile (1.6.4) și (1.6.6).

Dacă variațiile de temperatură sînt considerabile, ele vor fi luate în considerare utilizînd și relația (1.6.2), astfel că :

$$\begin{aligned} m \cdot c \frac{dT_m}{dT} &= B \cdot V_g \cdot c_g (T_S - T_y) - Q_5 - Q_k = \\ &= H_{S1} \cdot \sigma_g \left(\mu \cdot T_a^{4(1-n)} \cdot T_y^{4n} - T_1^4 \right) \text{ [w]} \quad (1.6.8) \end{aligned}$$

unde : T_1 - temperatura suprafeței de încălzire [K] ;
 μ - coeficient de corecție pentru erorile de determinare a temperaturii efective ;
 n - coeficient de corecție ($n = 0,85$ pentru gaze naturale și păcură) depinzînd de rolul temperaturii gazelor de ardere ;
 T_a - temperatura de ardere [K] ;
 $H_{S,1}$ - mărimea suprafeței radiate a camerei [m²] .

În cazul încălzirii metalului subțire, $T_1 = T_m$, obținîndu-se două ecuații cu două necunoscute T_m și T_y iar dacă aportul schimbului convectiv este nul ($Q_k = 0$) și pierderile prin pereți se neglijează ($Q_5 = 0$) , din relația (1.6.8) se formează o ecuație în raport cu T_m^4 :

$$T_m^4 = \mu \cdot T_a^{4(1-n)} \cdot T_y - \frac{B \cdot V_g \cdot c_g}{H_{Sc} \cdot \sigma_g} (T_a - T_y) \quad (1.6.9)$$

în care substituind pe T_y , rezultă :

$$T_m^4 + \frac{G \cdot c}{H_{S1} \cdot \sigma_g} \cdot \frac{dT_m}{dT} - \mu \cdot T_a^{4(1-n)} \left(T_a - \frac{G \cdot c}{B \cdot V_g \cdot c_g} \cdot \frac{dT_m}{dT} \right) = 0 \quad (1.6.10)$$

relația pentru determinarea temperaturii metalului în timp.

Metoda prezintă o serie de neajunsuri și anume : la încălzirea în cuptoarele cu funcționare periodică, materialele nu pot fi considerate corpuri subțiri, problema complicându-se serios prin necesitatea determinării dependenței dintre temperaturile T_1 și T_m .

În majoritatea cazurilor, forma volumului liber a cuptorului este destul de complexă, îngreunând determinarea valorii precise a coeficientului de schimb termic prin radiații. Metoda nu permite determinarea distribuției temperaturii în masa materialului, lucru foarte important în studiul proceselor de încălzire.

Pentru calculul schimbului de căldură prin radiație atât la cuptoarele de elaborare cât și la cale de încălzire, se poate utiliza calculul bazat pe utilizarea temperaturilor efective de radiație și a coeficientului de radiație specifică.

Fiind vorba de cuptoare de încălzire și tratament termic cu funcționare periodică, calculul se poate realiza pentru perioade separate ale procesului de funcționare, pentru care temperatura suprafeței încălzite se schimbă puțin [54] , [55] .

Cînd temperatura suprafeței radiate este aceeași pe întreaga suprafață, determinarea schimbului de căldură se realizează cu relațiile

$$Q_r = H_{S1} \cdot \sigma_g \cdot \left(\mu \cdot T_a^{4(1-n)} \cdot T_y^{4n} - T_1^4 \right) \quad (1.6.11)$$

și

$$Q_r = \varepsilon_g \cdot \sigma_o \cdot \mu' \cdot \left(T_a^{4(1-n)} \cdot T_y^{4n} - T_1^4 \right) \quad (1.6.12)$$

Dacă temperatura suprafeței de încălzire nu este identică pe tot spațiul de lucru, temperatura T_1 se va afla ca valoare medie

$$T_1 = \frac{1}{H_{S1}} \sum_i H_{S1_i} \cdot T_{1_i}^4 \quad (1.6.13)$$

Relativ la relația (1.6.12), P. A. Miasnikov a determinat $\sigma_0 \cdot \mu$ pentru $n = 0,5$ [56], creînd posibilitatea comparării mărimilor $\sigma_0 \cdot \mu$ la arderea diferitor combustibili.

La cuptoarele de cercetare (cuptoare metodice) unde temperatura suprafeței radiate se modifică pe lungimea cuptorului, temperatura medie este :

$$T_{ef.}^4 - T_1^4 = \sqrt[4]{(T_a^4 - T_{1_2}^4)(T_y^4 - T_{1_1}^4)} \quad (1.6.14)$$

unde T_{1_1} și T_{1_2} sînt temperaturile suprafeței radiate dinspre zona de ieșire a gazelor arse și zona de intrare a combustibilului.

Căldura iradiată fiind

$$Q_r = H_{S1} \cdot \sigma_g \cdot \mu \cdot \sqrt[4]{(T_a^4 - T_{1_2}^4)(T_y^4 - T_{1_1}^4)} \quad (1.6.15)$$

valoarea $\sigma_g \cdot \mu$ fiind determinată conform [11].

1.7. Concluzii privind metodele de calcul a schimbului de căldură prin radiație

Din cele expuse se poate concluziona că metoda teoretică simplificată, cu schema unidimensională este destul de larg răspîdită, în calculul transmisiei de căldură prin radiație. Metoda poate da un prețios material pentru studiul fenomenelor termodinamice, care au loc în spațiul cuptoarelor cu toate că din punct de vedere teoretic gradul de perfecționare este destul de modest.

Dezavantajul caracteristic acestei metode este unidimensionalitatea sa ce introduce erori în calcule și limitează domeniul de aplicare a metodei la camerele alungite cu secțiune constantă și densitatea fluxului termic constant.

Pentru calculul schimbului de căldură prin radiație la cuptoarele cu flacără, se utilizează în prezent metoda zonală, care prezintă avantajul unui grad mai ridicat de perfecțiune fiind universală. Ea permite determinarea influenței consumului de combustibil, a excesului de aer, a preîncălzirii aerului și caracterului arde-

rii asupra schimbului de căldură.

Neajunsul metodei constă în introducerea de erori ca urmare a împărțirii spațiului de lucru în zone, dar care pot fi reduse prin creșterea numărului de zone și alegerea judicioasă a temperaturii efective de radiație a zonei. Metoda fiind însă foarte complexă deocamdată nu poate fi aplicată în calculele ingineresti practice, utilizarea ei pretîndu-se pentru cercetări speciale sau pentru corectarea unor metode mai simple de calcul.

Sarcina cercetătorilor constă în simplificarea acestei metode precum și a extinderii gamei posibilităților de aplicare la sisteme radiante mai complexe, apropiate de agregatele calculate.

În prezent, nici una din metodele teoretice cunoscute nu poate lua în considerare în totalitate, fenomenele reale din spațiul de lucru al cuptoarelor, toate metodele conțin ipoteze uneori foarte aproximante, fiind imposibilă, cu ajutorul metodelor pur teoretice, determinarea schimbului radiant de căldură în funcționarea reală a cuptorului.

Metodele semiempirice fac posibilă depășirea acestui neajuns, bazîndu-se pe un material experimental (metodele T.K.T.I., V.T.I. și E. N. I. M.), fiecare metodă dînd, în fond, descrierea experimentului.

În majoritatea cazurilor, autorii metodelor compară datele experimentale cu cele de calcul, apreciînd gradul de precizie a metodelor.

Cînd aprecierea unei metode se face pe baza materialului utilizat pentru crearea respectivei metode, ea este mult prea incompletă.

Diminuarea discordanțelor dintre datele de calcul și cele experimentale se poate realiza prin introducerea coeficienților empirici suplimentari, iar dacă operația nu este justificată de considerentele teoretice ci este un pur procedeu empiric, ea servește la aprecierea negativă a metodei.

În fond, la aprecierea calității metodei, atenția va fi îndreptată asupra numărului de coeficienți empirici conținuți. Metoda care conține un număr redus de coeficienți trebuie apreciată ca mai perfecționată.

Ca rezultat al unor calcule preliminare privind determinarea fluxului termic cît mai ales a coeficienților globali de transfer de căldură în spațiul de lucru al cuptorului, s-a ales metoda zo-

nală după schema bidimensională de propagare a fluxului termic (v. Cap. 3) prin împărțirea spațiului de lucru al cuptorului experimental în trei zone (zona 1 fiind cea dinspre arzător, zona centrală și zona 2 dinspre ușa cuptorului).

O împărțire în mai multe zone nu ar fi fost posibilă din motive tehnice, întrucât amplasarea termocuplurilor pentru măsurarea temperaturii pe o lungime de 500 mm pe mai mult de trei zone era, practic, imposibilă, în plus mărirea exactității datelor prin această măsură nu devenea esențială.

Prin împărțirea camerei de lucru în trei zone și aparatul matematic de calcul este ceva mai simplu, putându-se aplica în mod concret oricărui tip de cuptor de încălzire și tratament termic industrial.

Din analiza acestor metode rezultă că odată cu creșterea temperaturii zidăriei cuptorului, coeficientul global de transfer de căldură se mărește, utilizându-se astfel mai intensiv energia gazelor de ardere pusă la dispoziție prin procesul de combustie care are loc în spațiul de lucru al cuptorului.

La un cuptor cu zidărie clasică, creșterea temperaturii zidăriei nu se poate realiza decât prin o mai bună organizare a circulației gazelor de ardere în spațiul de lucru al cuptorului și prin ridicarea încărcării termice, măsură ce duce, evident, la mărirea consumului de combustibil.

Dacă circulația gazelor de ardere ar fi astfel condusă încât gazele să spele o suprafață cât mai mare de zidărie căreia să-i cedeze o cantitate mai mare de căldură, temperatura zidăriei va crește fără modificarea consumului de combustibil. Ori, acest deziderat este foarte greu de realizat fără chiar a reproiecta întreg cuptorul, cu atât mai mult cu cât o reușită fără încercări experimentale este îndoielnică.

Ideea montării în spațiul de lucru al cuptorului a pereților refractari permeabili prin care gazele de ardere să fie obligate să treacă înainte de a părăsi camera de lucru suplinește modificarea radicală a cuptorului (în cazul cel mai defavorabil, modificările necesare sînt minore), efectul acestor pereți de tip special avînd însă rezultate sigure. Astfel, fără a mai modifica încărcarea termică a cuptorului, gazele de ardere vor reuși să încălzească în mai mare măsură zidăria permeabilă și mult mai uniform. Aceasta devine, pentru zidăria normală, un adevărat ecran care diminuează mult

fluxul termic incident, gazele de ardere părăsind cuptorul depozitate de o cantitate de energie care se transmite încărcăturii.

Pentru obținerea datelor necesare calculului transferului de căldură în cuptorul cu zidărie clasică și apoi în cel cu zidărie refractară permeabilă, a fost necesar ca în prealabil să fie determinați toți parametrii termodinamici ai cuptorului pe cale teoretică și experimentală, determinări ce fac obiectul Capitolelor 2 și 3.

CAPITOLUL 2

BAZELE TEORETICE ALE CERCETĂRII PROCESULUI DE AMPLIFICARE A RADIĂȚIEI TERMICE ÎN CUPTOARELE INDUSTRIALE, PRIN UTILI- ZAREA PERETILOR REFRACTARI PERMEABILI

2.1. Problematika teoretică generală a funcționării cuptoarelor industriale

În sectoarele de prelucrări la cald și tratamente termice din industria metalurgică, semifabricatele și piesele de diferite dimensiuni și greutate trebuie încălzite până la temperatura de plastifiere sau la temperatura prescrisă de tratamentul termic.

Desele introduceri de materiale reci au o influență negativă asupra procesului de schimb caloric, coborînd temperatura din camera de lucru, implicînd creșterea consumului de combustibil. Mai mult, cuptoarele de capacitate medie și mică au și o inerție termică redusă, astfel că în perioadele de încărcare - descărcare, căldura acumulată în zidărie nu poate prelua pierderea survenită prin deschiderea ușii, practic temperatura din cuptor scăzînd.

Din totalul cuptoarelor de încălzire și tratament, un număr important îl constituie cuptoarele cu funcționare necontinuu (unul sau două schimburi). Aceste cuptoare, datorită specificului regimului de funcționare, nu-și ating regimul termic staționar, astfel că la fiecare pornire, cca 25 - 40 % din căldura dezvoltată prin ardere se acumulează în zidărie, care în perioada de repaus și-a pierdut în parte sau total căldura înmagazinată la ciclul termic anterior.

Timpul de staționare a semifabricatelor în cuptor este de asemenea relativ îndelungat, comparativ cu timpul necesar calculat conform valorilor maxime admisibile a vitezei de încălzire. Aceasta implică, deci, un consum specific de combustibil ridicat, productivitatea vetrei scăzută și, deci, un cost de fabricație mare.

Din aceste motive, randamentele termice ale cuptoarelor cu flacără funcționînd în regim intermitent se situează la valori reduse 22 - 28 %, doar în cazuri de excepție ating valori de 30 - 35 %.

De altfel și cuptoarele de încălzire de mare capacitate au un randament termic destul de coborât chiar cu recuperarea unei părți din energia gazelor de ardere prin preîncălzirea aerului de combustie, valoarea lui fiind și mai mică în special în perioada de încălzire.

Specific pentru funcționarea cuptoarelor de încălzire din sectoarele de laminare la cald, este încărcarea și descărcarea periodică cu blumuri, fapt ce duce la variații mari de temperatură în cuptor datorită deschiderii și închiderii repetate a celulelor. Aceste variații de temperatură duc la creșterea consumului de combustibil datorită răcirii zidăriei care reintră în regim termic tranzitoriu.

Este cunoscută măsura de ameliorare a randamentului termic al cuptorului prin preîncălzirea aerului de ardere cu ajutorul recuperatorului metalic sau ceramic.

Metoda constă din extragerea în afara cuptorului a unei părți, de preferat cât mai mari, din energia gazelor de ardere care au părăsit spațiul de lucru și transmiterea acesteia aerului necesar arderii. Conform cu Tab. 2.1.1. efectul preîncălzirii aerului asupra randamentului termic este deosebit, dar gazele de ardere părăsesc recuperatorul în cele mai multe cazuri la un nivel energetic ridicat care nu se mai utilizează.

Prin construcția lor, recuperatoarele, care preîncălzesc aerul folosind gaze de ardere la temperaturi relativ ridicate (800-900° C), nu extrag o cantitate de energie care să coboare temperatura la ieșire sub 400 - 500° C și aceasta în cazul cel mai bun, al circulației fluidelor în contracurent.

Recuperatoarele de radiație prin destinația lor, preîncălzesc aerul de ardere utilizând gaze de ardere cu temperaturi numai peste 800° C, când schimbul termic preponderent este prin radiație termică, fiind deci utilizabile în exclusivitate la cuptoarele cu regim permanent de funcționare și de mare capacitate. Randamentul cuptoarelor de radiație este mai mic decât a celor de convecție, dar se preferă acolo unde temperaturile gazelor de ardere sînt mari și conțin mult praf, aceste tipuri de recuperatoare, prin construcția lor mai simplă fiind ușor de curățat.

Avantajele celor două tipuri de recuperatoare pot fi materializate însă prin montarea lor în serie, ultimul fiind cel de convecție.

Potrivit relației

$$\eta_{th} = 1 + \frac{i_r}{i_1} - \frac{i_2}{i_1} \quad , \quad (2.1.1)$$

unde :

$$i_1 = \frac{I_1}{V_{gt}} \quad , \quad \text{reprezintă entalpia specifică a gazelor de ardere proaspete ; [KJ/m³N] ;}$$

$$i_2 = \frac{I_2}{V_{gt}} \quad , \quad \text{reprezintă entalpia specifică a gazelor de ardere evacuate din spațiul cuptorului [KJ/m³N] ;}$$

$$i_r = \frac{i_{aer} \cdot L_{min.}}{V_{gt}} \quad , \quad \text{reprezintă entalpia specifică a aerului de ardere preîncălzit necesar producerii unui metru cub de gaze de ardere [KJ/m³N] ,.}$$

randamentul termic al cuptorului este influențat de termenul $\frac{i_r}{i_1}$ care reprezintă efectul recuperării prin preîncălzirea aerului de ardere. Valorile acestui termen, în funcție de temperatura de preîncălzire, sînt centralizate în Tab. (2.1.1).

Tab. 2.1.1.

Temp. de preîncălzire [°C]	$\frac{i_r}{i_1}$		
	gaz furnal	gaz de coals	gaz natural
300	0,05	0,06	0,10
400	0,10	0,13	0,14
600	0,15	0,20	0,22
800	0,21	0,27	0,30

Reiese că randamentul termic se va îmbunătăți substanțial odată cu mărirea gradului de recuperare ($\frac{i_r}{i_1}$), adică odată cu creșterea temperaturii aerului preîncălzit.

Această măsură constituie, de fapt, o extragere a unei cantități de căldură din gazele de ardere în afara instalației propriuzise, în cadrul unui aparat de schimb termic. Dar valoarea randa-

mentului termic mai poate fi influențată și prin mărirea entalpiei gazelor de ardere existente în spațiul de lucru al cuptorului (i_1), adică prin creșterea temperaturii de ardere.

Din diagrama I - t a combustibilului utilizat rezultă temperatura teoretică de ardere cu excesul de aer respectiv, care însă nu corespunde cu valoarea reală, datorită radiației de căldură din timpul arderii. Temperatura reală se situează ca valoare cam la 80 % din valoarea teoretică, fiind dependentă de buna organizare a arderii și viteza de ardere.

Dezavantajul principal îl constituie însă cedarea incompletă, cu producere de CO avînd ca efect atît creșterea consumului de combustibil cît și reluarea atmosferei.

La peste 1500°C apare fenomenul disociației CO_2 în CO și O_2 și a H_2O în H_2 și O_2 , din gazele de ardere, fenomen care duce la scăderea temperaturii. Căldura latentă astfel legată se degajează abia la scăderea temperaturii.

Echilibrul reacțiilor se deplasează odată cu creșterea temperaturii spre reacția endotermă, disociația fiind mai intensă la temperaturi ridicate decît la temperaturi coborîte unde poate fi neglijată.

În metalurgia extractivă, unde cuptoarele de elaborare utilizează gaze de ardere cu temperaturi peste 1500° , este absolut necesară preîncălzirea aerului în scopul atingerii acestor temperaturi.

Apare astfel dublul aspect al efectului preîncălzirii aerului: pe de o parte obținerea temperaturilor ridicate necesare tehnologiilor metalurgice de elaborare iar pe de altă parte reducerea consumului de combustibil la funcționarea cuptoarelor pentru elaborarea și topirea materialelor ușor fuzibile cît, mai ales, a cuptoarelor de încălzire și tratament termic aparținînd sectoarelor metalurgice de prelucrări la cald.

Analizînd mai îndeaproape funcționarea cuptoarelor de încălzire, randamentul termic deși mai ridicat decît al cuptoarelor de elaborare este mult diminuat de valoarea relativ ridicată a nivelului energetic cu care gazele de ardere părăsesc cuptorul și în ultimă instanță, recuperatorul preîncălzitor de aer.

Este cunoscut că transferul termic este cu atît mai eficient cu cît calitatea conținutului de energie calorică este mai bună adică temperatura mai mare.

În condițiile în care s-ar putea extrage suplimentar căldură de la produsele de ardere existente în spațiul cuptorului valoarea randamentului termic devine :

$$\eta_{th} = 1 + \frac{i_r}{i_1} + \frac{i_{ri}}{i_1} - \frac{i_2}{i_1} = 1 + \frac{i_r}{i_1} - \frac{i_2}{i_1} \quad (2.1.2)$$

unde : $\frac{i_{ri}}{i_1}$ - reprezintă recuperarea de căldură chiar în incinta

spațiului de lucru și i_{ri} este entalpia specifică a gazelor de ardere a căror energie s-a recuperat în spațiul de lucru al cuptorului [$\text{KJ}/\text{m}^3\text{N}$].

Pornind de la aceste relații generale pentru calculul randamentului termic (2.1.1 și 2.1.2), în subcapitolul 2.2 se tratează mai în detaliu metodologia de calcul a randamentului termic al cuptoarelor de încălzire și tratament termic, metodologie utilizată în cadrul calculului randamentelor termice a cuptorului experimental cu cele două tipuri de zidării precum și a cuptorului industrial.

2.2. Calculul bilanțului și randamentului termic optim al cuptoarelor industriale cu funcționare n e c o n t i n u ă

Cuptoarele industriale cu exploatare discontinuă funcționând cu combustibil lichid sau gazos se caracterizează printr-un randament mediu de exploatare care în sine nu este o valoare concludentă în ce privește economicitatea cuptorului. Compararea acestui randament cu al altor cuptoare avînd diferite destinații, dar în condiții de funcționare asemănătoare, nu poate fi decît orientativă.

Evaluarea randamentului maxim drept criteriu de comparație pentru cuptoarele de diverse construcții și destinații este posibilă numai pe baza analizei termodinamice a cuptorului.

În cele ce urmează se propune evaluarea unui randament drept criteriu de comparație (asemănător randamentului ciclului Carnot) între limitele temperaturilor de funcționare a cuptorului.

Astfel, randamentul optim se poate compara cu randamentul ideal, calculat în cele ce urmează.

Se va considera că procesul termodinamic al transferului termic din cuptor este izobar și adiabatic, pierderile de căldură prin pereți fiind nule iar modificarea regimului termic nu presupune acumularea sau degajarea suplimentară de căldură de către zidărie. Totodată, se presupune că temperatura gazelor de ardere care părăsesc spațiul de lucru al cuptorului este identică cu temperatura momentană a materialului, neexistînd o amestecare a gazelor de ardere.

Singura pierdere o constituie doar căldura gazelor evacuate la coș.

Cu aceste considerente s-a efectuat calculul randamentului optim, în următoarele variante :

Varianta 1

Se presupune că materialul introdus în cuptor ocupă întreg spațiul de lucru, astfel încît spațiul liber dintre pereți și material pe unde are loc scurgerea produselor arderii, este neglijabil.

Condiția de echilibru termic dintre materialul de lucru și produsele de ardere, este :

$$m \cdot c_m \cdot dt_m = c_g (t_g - t_2) dV_g \quad (2.2.1)$$

unde : m - masa materialului [Kg] ;

c_m - capacitatea calorică specifică medie a materialului [J/Kg.K] ;

t_m - temperatura materialului [$^{\circ}$ C] ;

c_g - capacitatea calorică specifică medie a gazelor arse [J/Kg.K] ;

t_g - temperatura produselor de ardere din spațiul cuptorului [$^{\circ}$ C] ;

t_2 - temperatura produselor de ardere evacuate la coș [$^{\circ}$ C] ;

V_g - volumul real al gazelor de ardere .

Procesul de încălzire a materialului este prezentat de ecuația

$$\frac{dt_m}{t_g - t_2} = \frac{c_g}{c_m \cdot m} \cdot dV_g \quad (2.2.2)$$

Capacitățile calorice a materialului și produselor de ardere fiind :

$$C_m = m \cdot c \quad (2.2.3)$$

$$C_g = V_g \cdot c_g$$

Rezolvînd ecuația diferențială cu notațiile de mai sus, rezultă :

$$\frac{1}{t_g - t_m} = C \cdot \exp\left[\frac{C_g}{C_m}\right] \quad (2.2.4)$$

Punînd condiția inițială ($V_g = 0$; $t_m = t_{mo}$) va rezulta soluția ecuației diferențiale :

$$\frac{t_g - t_{mo}}{t_g - t_m} = \exp\left[\frac{C_g}{C_m}\right] \quad (2.2.5)$$

Variația temperaturii materialului va fi :

$$t_m = t_g - (t_g - t_{mo}) \cdot \exp\left[-\frac{C_g}{C_m}\right] \quad (2.2.6)$$

iar raportul dintre temperatura materialului și a produselor de ardere

$$\frac{t_m}{t_g} = 1 - \left(1 - \frac{t_{mo}}{t_g}\right) \exp\left[-\frac{C_g}{C_m}\right] \quad (2.2.7)$$

va determina în final valoarea randamentului termic "momentan" .

Pentru obținerea temperaturii finale a materialului, capacitatea calorică a gazelor de ardere va avea valoarea maximă

$$C_{g \text{ max.}} = - C_m \ln \frac{t_g - t_{mo}}{t_g - t_{mf}} \quad (2.2.8)$$

unde : t_{mf} - temperatura finală a materialului [$^{\circ}C$] ;

Q_1 - căldura introdusă prin arderea combustibilului [J] ;

Q_2 - căldura gazelor evacuate la coș [J] .

În condițiile constanței temperaturii materialului și produselor de ardere, randamentul

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (2.2.9)$$

poate fi considerat și ca randament "momentan", referindu-se însă la temperaturile momentane ale gazelor arse și a materialului din cuptor :

$$\eta = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{t_m}{t_g} \quad (2.2.10)$$

Pentru întreg procesul de încălzire, randamentul mediu se obține prin integrarea tuturor randamentelor momentane :

$$Q_2 = \int_0^{C_g} \left\{ t_g - (t_g - t_{mo}) \exp \left[-\frac{C}{C_m} \right] \right\} d C_g \quad (2.2.11)$$

rezultînd soluția generală :

$$Q_2 = C_g \cdot t_g + (t_g - t_{mo}) C_m \cdot \exp \left[-\frac{C}{C_m} \right] + C \quad (2.2.12)$$

Din condițiile la limită ($C_g = 0$ și $Q_2 = 0$), rezultă că

$$C = - (t_g - t_{mo}) C_m \quad (2.2.13)$$

Astfel că, în timpul procesului de încălzire, căldura totală pierdută prin produsele de ardere va fi :

$$Q_2 = C_g \cdot t_g + (t_g - t_{mo}) C_m \left\{ \exp \left[-\frac{C}{C_m} \right] - 1 \right\} \quad (2.2.14)$$

Randamentul mediu devine

$$\bar{\eta} = \frac{t_g - t_{mo}}{t_g} \cdot \frac{C_m}{C_g} \left\{ 1 - \exp \left[-\frac{C}{C_m} \right] \right\} \quad (2.2.15)$$

Randamentul termic instantaneu are valoarea mai mică decît randamentul mediu referitor la întreg procesul, conform cu figura 2.2.1.

Dacă temperatura inițială a materialului introdus se schimbă, raportul temperaturilor materialului și a gazelor arse va fi

$$\frac{t_m}{t_g} = 1 - \left[1 - \frac{t_{mo}}{t_g} \right] \exp \left[-\frac{C}{C_m} \right] \quad (2.2.16)$$

În figura 2.2.2. s-au reprezentat dependențele funcționale de mai sus ($\bar{\eta}$; $\frac{t_{mo}}{t_g}$; $\frac{t_m}{t_g}$; $\frac{C}{C_m}$) .

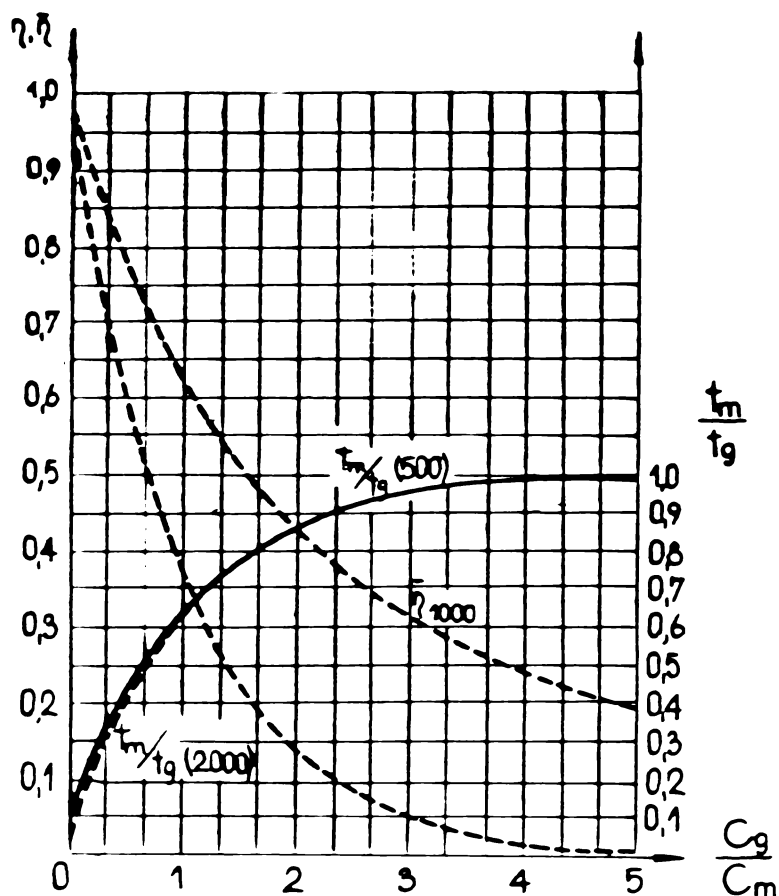


Fig. 2.2.1.

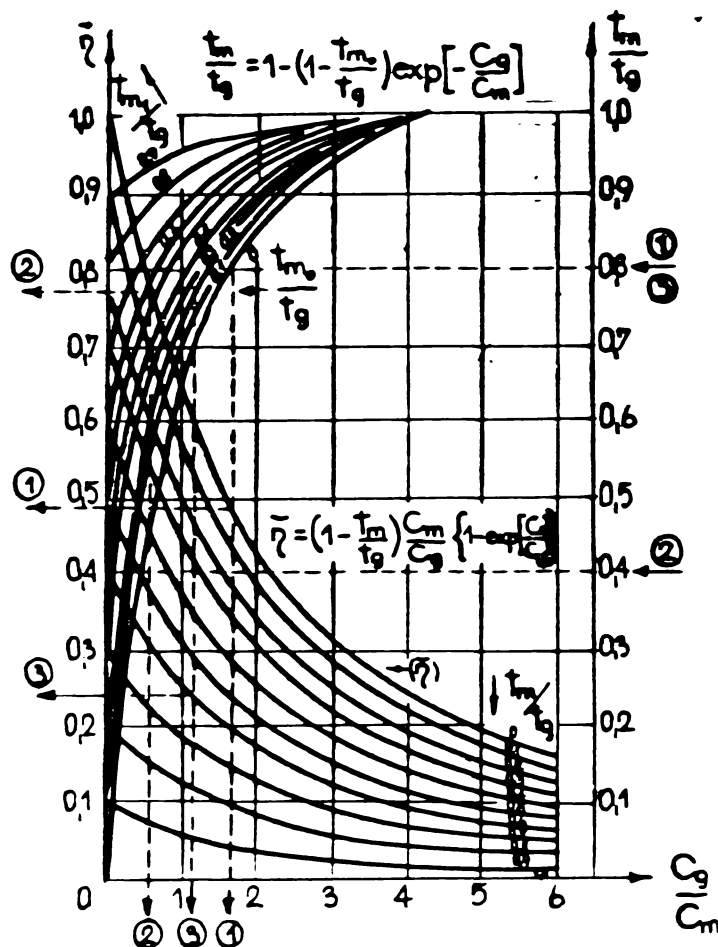


Fig. 2.2.2.

Varianta 2

Volumul spațiului de lucru se consideră mai mare decât volumul materialului introdus, dar căldura necesară încălzirii produselor de ardere rămase în spațiul de lucru neocupat pînă la valoarea temperaturii materialului, nu se ia în considerare.

Volumul de gaze rămase în cuptor este

$$V_{lg} = V_1 - V_m \tag{2.2.17}$$

unde : V_1 - volumul spațiului de lucru [m³] ;
 V_{lg} - volumul gazelor de ardere din spațiul liber [m³] ;
 V_m - volumul materialului de lucru .

Căldura necesară încălzirii materialului și produselor de ardere remanente este :

$$d Q_n = (m \cdot c + V_{lg} \cdot c_g) d t_m = (C_m + C_{lg}) dt_m \tag{2.2.18}$$

Ecuația diferențială a schimbului de căldură dintre gazele introduse și materialul de lucru

$$\frac{d t_m}{t_g - t_m} = \frac{d C_g}{C_m + C_{lg}} \quad (2.2.19)$$

rezolvată, avînd în vedere și condițiile inițiale $t_m|_{C_{g=0}} = t_{m0}$, se obține

$$t_m = t_g - (t_g - t_{m0}) \exp \left[- \frac{C_g}{C_m + C_{lg}} \right] \quad (2.2.20)$$

Procedînd analog variantei 1, pierderile cauzate de evacuarea gazelor arse eliminate (pentru întreg procesul), sînt :

$$Q_2 = C_g \cdot t_g - (t_g - t_{m0})(C_m - C_{lg}) \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{C_g}{C_m + C_{lg}} \right] \right\} \quad (2.2.21)$$

Randamentul mediu are expresia

$$\bar{\eta} = \left(1 - \frac{t_{m0}}{t_m} \right) \frac{C_m + C_{lg}}{C_g} \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{C_g}{C_m + C_{lg}} \right] \right\} \quad (2.2.22)$$

și analizînd-o se constată că la debite calorice introduse egale, temperatura materialului va fi mai mică în comparație cu varianta 1. În acest scop, se utilizează monograma din fig. 2.2.2., cu specificația ca pe abscisă în locul raportului $\frac{C_g}{C_m}$ se ia

$\frac{C_g}{C_m + C_{lg}}$, determinîndu-se $\frac{t_m}{t_g}$ și $\bar{\eta}$ aferent acestor valori.

Varianta 3

Si în acest caz, raportul volumelor materialului de lucru și produselor arderii din spațiul de lucru se menține identic cu a doua variantă, cu deosebirea că, cantitatea de căldură necesară încălzirii produselor de ardere din spațiul excedentar pînă la temperatura materialului se consideră pierdere.

Valoarea pierderii va fi :

$$d Q = c_g \cdot t_m \cdot d V_g + c_g V_{lg} \cdot d t_m \quad (2.2.23)$$

legea de variație a temperaturii produselor de ardere, exprimîndu-se după relația

$$d t_m = \frac{(t_g - t_{m0})}{C_m + C_{lg}} \cdot \exp \left[- \frac{C_g}{C_m + C_{lg}} \right] d V_g \quad (2.2.24)$$

Tinând seama de ecuațiile (2.2.23) și (2.2.24) și de condiția inițială

$$Q_2 \Big|_{V_g=0} = 0 \quad (2.2.25)$$

va rezulta valoarea pierderilor de căldură

$$Q_2 = t_g \cdot c_g \cdot V_g - \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{C_g}{C_m + C_{lg}} \right] \right\} C_g (t_g - t_{m0}) \quad (2.2.26)$$

Randamentul mediu al întregului proces este

$$\bar{\eta} = \left(1 - \frac{t_m}{t_g} \right) \frac{C_m}{C_g} \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{C_g}{C_m + C_{lg}} \right] \right\} \quad (2.2.27)$$

$$\bar{\eta} = \left(1 - \frac{t_m}{t_g} \right) \frac{C_m}{C_g} \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{C_g}{C_m + C_{lg}} \right] \right\}$$

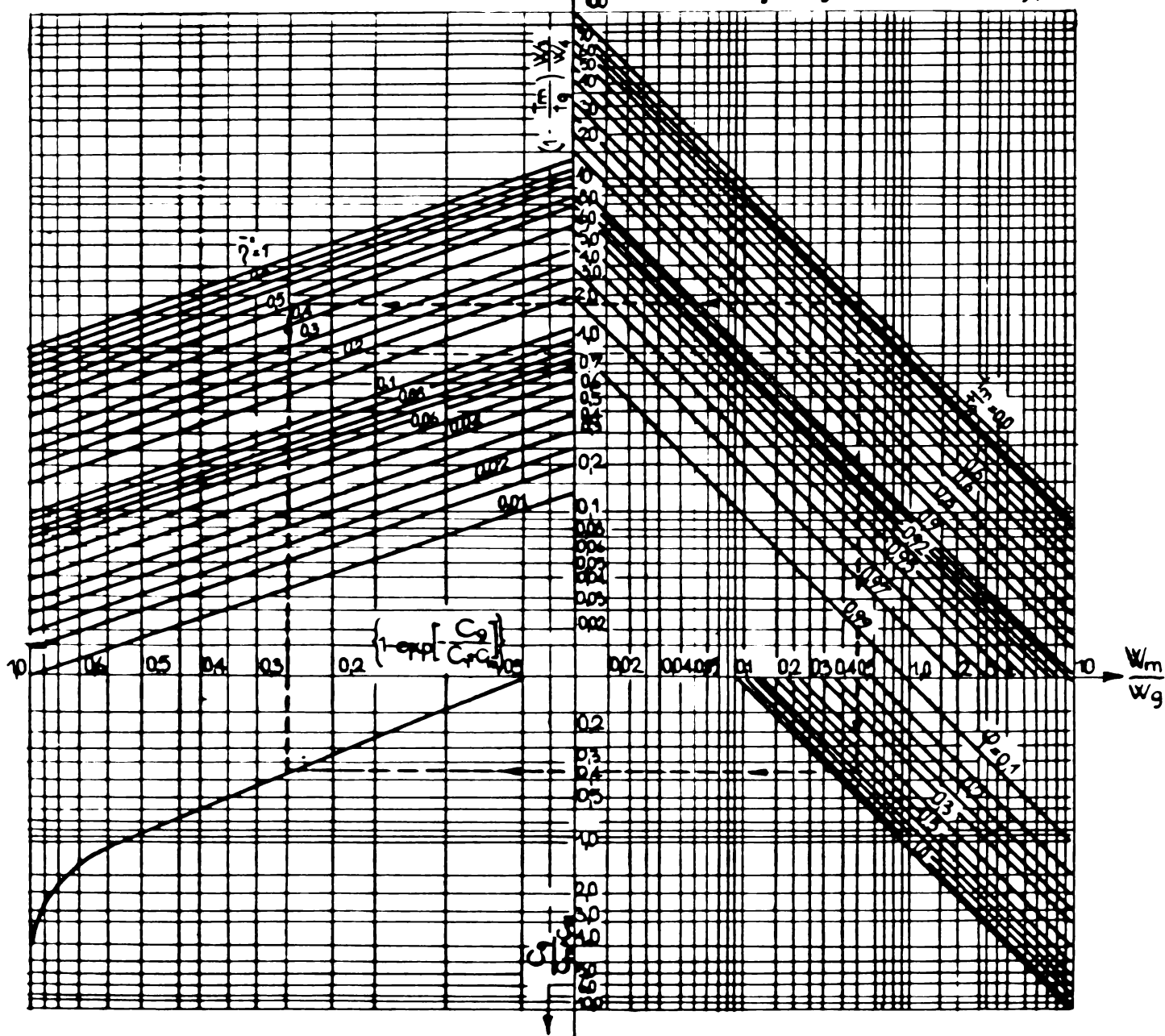


Fig. 2.2.3.

În monograma din figura 2.2.3. s-a reprezentat valoarea randamentului mediu, în care

$$\varphi = \frac{\frac{C_G}{C_G + C_{1G}}}{\frac{C_G}{C_M}} = \frac{1}{1 + \frac{C_{1G}}{C_M}} \quad (2.2.28)$$

și, evident, pentru $\varphi = 1$, $\frac{C_{1G}}{C_M} = 0$, regăsindu-se astfel condițiile de la prima variantă.

Varianta 4

Cuprinde și cazul mai complex al recuperării unei părți din energia gazelor de ardere, prin preîncălzirea aerului și a gazului combustibil (unde este cazul), după care produsele arderii părăsesc circuitul.

Ipotezele anterioare (v. varianta 1, 2, 3) se mențin cu adăugarea altor ipoteze ce vizează recuperatorul :

- recuperatoarele de aer sînt etanșe, iar dacă se preîncălzeste și combustibilul, recuperatorul de aer va fi primul în drumul gazelor de ardere ;

- temperatura de intrare a gazelor de ardere în recuperator este identică cu temperatura la care acestea părăsesc cuptorul ;

- presupunînd recuperatorul în contracurent, temperatura de preîncălzire a aerului coincide cu temperatura gazelor la evacuare la coș ;

- temperatura de intrare în recuperator, a aerului este 0°C.

Considerînd rapoartele

$$\delta = \frac{C_L}{C_G} \quad (2.2.29)$$

și

$$p = \frac{C_C}{C_G} \quad (2.2.30)$$

unde : C_L - capacitatea calorică a aerului de combustie [J/K] ;

C_C - capacitatea calorică a combustibilului [J/K] ,

valorile δ și p sînt comparabile cu raportul volumic dintre aer - gaze arse și gaze combustibile - gaze de ardere.

Tinând seama de relațiile (2.2.29) și (2.2.30), se poate calcula căldura cedată aerului în recuperator

$$t_{g_{r1}} \cdot d C_L = (t_{g_{r1}} - t_{g_{r2}}) d C_g \quad (2.2.31)$$

și temperatura aerului preîncălzit

$$t_{g_{r2}} = (1 - \delta) t_{g_{r1}} \quad (2.2.32)$$

iar :

- $t_{g_{r1}}$ - temperatura gazelor de ardere la intrarea în recuperatorul de aer [° C] ;
- $t_{g_{r2}}$ - temperatura gazelor de ardere la ieșirea din recuperatorul de aer și la intrarea în recuperatorul preîncălzitor de combustibil [° C] ;
- $t_{g_{r3}}$ - temperatura gazelor la ieșirea din recuperatorul preîncălzitor de combustibil [° C] .

Căldura cedată gazului combustibil va fi :

$$p \cdot t_{g_{r2}} \cdot d C_g = (t_{g_{r2}} - t_{g_{r3}}) d C_g \quad (2.2.33)$$

rezultând astfel temperatura de ieșire a gazelor din preîncălzitorul de gaz

$$t_{g_{r3}} = (1 - p) t_{g_{r2}} = (1 - p) (1 - \delta) t_{g_{r1}} = (1 - \alpha) t_{g_{r2}} \quad (2.2.34)$$

unde

$$(1 - p) (1 - \delta) = 1 - \alpha \quad (2.2.35)$$

iar căldura teoretică recuperată din preîncălzitoare (aer și gaz) este

$$d Q_r = (t_{g_{r1}} - t_{g_{r3}}) d C_g = \alpha \cdot t_{g_{r1}} \cdot d C_g \quad (2.2.36)$$

Căldura pierdută cu gazele evacuate la coș se exprimă prin relația

$$d Q_2 = (1 - \alpha) t_{g_{r1}} \cdot d C_g \quad (2.2.37)$$

Temperatura produselor de ardere devine :

$$t_{gr} = \frac{V_L \cdot c_L \cdot t_{gr1} + V_c \cdot C_c \cdot t_{gr2} + V_c \cdot H_i}{V_g \cdot c_g} =$$

$$= \sigma \cdot t_{gr1} + p \cdot t_{gr2} + t_g \quad (2.2.38)$$

sau

$$t_{gr} = t_g + [\sigma + p(1 - \sigma)] t_{gr1} = t_g + \alpha \cdot t_{gr1} \quad (2.2.39)$$

Ecuatia diferențială a echilibrului termic ținînd seama de relația (2.2.39), devine :

$$C_m \cdot dt_m = - [t_g - (1 - \alpha) t_m] dC_m \quad (2.2.40)$$

cu soluția generală

$$t_m = \frac{t_m}{1 - \alpha} - \frac{t_g}{1 - \alpha} \exp \left[- \frac{C_g}{C_m} (1 - \alpha) \right] + t_{mo} \exp \left[- \frac{C_g}{C_m} (1 - \alpha) \right]$$

$$(2.2.41)$$

Punînd condițiile inițiale

$$t_m = t_{mo}$$

$$C_g = 0 \quad (2.2.42)$$

și

$$t_{mo} = 0^\circ \text{C}$$

se obține

$$t_m = \frac{t_g}{1 - \alpha} \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{C_g}{C_m} (1 - \alpha) \right] \right\}$$

$$(2.2.43)$$

Raportul temperaturii materialului și a temperaturii inițiale a produselor de ardere cu considerarea că $t_{mo} = 0^\circ \text{C}$

$$\frac{t_m}{t_g} = \frac{1}{1 - \alpha} - \frac{1}{1 - \alpha} \exp \left[- \frac{C_g}{C_m} (1 - \alpha) \right]$$

$$(2.2.44)$$

iar temperatura produselor de ardere

$$t_g = \left(1 + \frac{\alpha}{1 - \alpha} \right) t_g + \left[\alpha \cdot t_{mo} - \frac{\alpha}{1 - \alpha} t_g \right] \exp \left[- \frac{C_g}{C_m} (1 - \alpha) \right]$$

$$(2.2.45)$$

Pierderea de căldură cauzată de produsele arderii ce pără-

sesc recuperatorul

$$Q_2 = \int_0^{C_g} t_{g_{r3}} d C_g = (1 - \alpha) \int_0^{C_g} t_m \cdot d C_g, \quad (2.2.46)$$

se determină punînd condiția la limită $Q_2|_{C_g=0} = 0$:

$$Q_2 = t_g \cdot C_g - \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{C_g}{C_m} (1 - \alpha) \right] \right\} t_g \frac{C_m}{1 - \alpha}, \quad (2.2.47)$$

iar

$$\bar{\eta} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_2} = \left\{ 1 - \exp \left[- \frac{C_g}{C_m} (1 - \alpha) \right] \right\} \frac{C_m}{C_g} \cdot \frac{1}{1 - \alpha} \quad (2.2.48)$$

reprezentînd randamentul mediu.

În condițiile în care combustibilul nu este preîncălzit,

$$\alpha \cong \bar{\eta}$$

iar valorile coeficienților $\bar{\eta}$, p și α depind în bună măsură și de coeficientul excesului de aer, mai cu seamă factorul p . Din acest motiv, la cuptoarele cu recuperator randamentul optim se va defini prin calcul, drept pentru care nu s-au ridicat diagrame.

2.3. Controlul combustiei

Caracterul chimic al gazelor de ardere din spațiul de lucru al cuptorului are o importanță deosebită asupra modificărilor compoziției metalului încălzit. La cuptoarele de tratament, caracterul chimic al atmosferei cuptorului va imprima noua compoziție chimică a semifabricatelor în urma reacțiilor care au loc între material și diferite componente ale gazelor de ardere [5] , [63] .

La încălzirea oțelului, de exemplu, în vederea călirii, atmosfera din cuptor trebuie să evite formarea țunderului și decarburarea pe cînd la cuptoarele de maleabilizarea fontei scopul tratamentului constă tocmai într-o reacție de decarburare.

Pentru buna funcționare a cuptoarelor de tratament, caracterul chimic al atmosferei nu va fi imprimat numai de componentele de ardere ci și de gaze de reacție introduse în spațiul de lucru, în mod artificial. Raportul de concentrații ale gazelor de reacție va fi dependent de temperatura din cuptor precum și de pre-

zența tuturor elementelor componente în ansamblul lor (figura 2.3.1) .

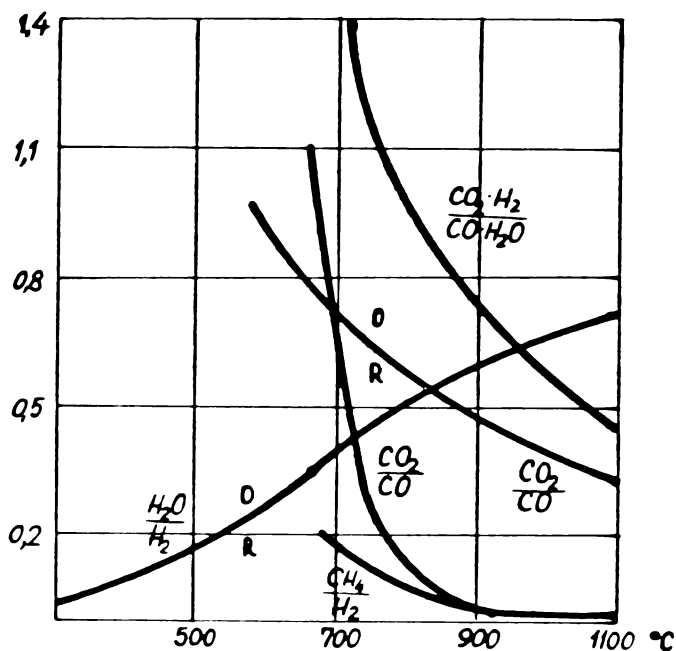


Fig. 2.3.1.

La cuptoarele de încălzire problema se pune ceva mai simplu, în sensul că arderea combustibilului va fi organizată astfel încât să se evite la maximum pierderile prin oxidare.

Prin arderea cu un coeficient al excesului de aer peste valoarea stoechiometrică, atât indicele de oxidare

$$I.O. = \frac{M' - M_0}{S \cdot \tau} \text{ [Kg/cm}^2 \cdot \text{min.]} \quad (2.3.1)$$

unde :

M' - masa materialului la finele procesului de încălzire [Kg]

M_0 - masa inițială a materialului [Kg] ;

S - suprafața materialului expusă oxidării [cm^2] ;

τ - timpul afectat încălzirii [min.] ,

cît și pierderea prin oxidare

$$P.O. = \frac{M_0 - M''}{S \cdot \tau} \text{ [Kg/cm}^2 \cdot \text{min]} \quad (2.3.2)$$

unde : M'' - masa materialului după curățirea de oxizi (țunder) [Kg] ,

devin apreciabile, conducînd la micșorarea "scoaterii de metal" fără a mai considera și deficiențele create în procesul de deformare plastică la cald.

Dintre toți factorii care conduc la creșterea pierderilor prin oxidare (durata de menținere în cuptor, circulația gazelor, configurația stratului de oxizi, coeficientul excesului de aer de combustie), ultimul are cea mai mare pondere.

Rezultă astfel ca foarte necesară cunoașterea plasamentului punctelor figurative ale arderii în diagrama Ostwald pentru ca în orice moment, potrivit analizei chimice a gazelor de ardere, să se poată constata natura arderii și eventual măsurile care se

impun pentru evitarea oxidării exagerate a materialului.

Potrivit analizei chimice volumetrică a gazului natural utilizat atât la experimentările de laborator cât și la cele industriale

$$\begin{aligned} (\text{CH}_4)_C &= 98,73 \% \\ (\text{C}_2\text{H}_6)_C &= 0,91 \% \\ (\text{O}_2)_C &= 0,09 \% \\ (\text{N}_2)_C &= 0,27 \% \end{aligned} \quad (2.3.3)$$

- oxigenul minim necesar arderii este :

$$Q_{\min.} = 2(\text{CH}_4)_C + 3,5 (\text{C}_2\text{H}_6)_C - (\text{O}_2)_C = 2,0064 [\text{m}^3 \text{N} / \text{m}^3 \text{Nc}] \quad (2.3.4)$$

- aerul minim necesar arderii :

$$L_{\min.} = \frac{Q_{\min.}}{0,21} = 9,5285 [\text{m}^3 \text{N} / \text{m}^3 \text{Nc}] \quad (2.3.4 \text{ a})$$

S-a admis ipoteza că dacă arderea este imperfectă, imperfecțiunea arderii are loc numai la oxidarea carbonului nu și a hidrogenului [44]. Notîndu-se cu x C partea din carbon care se oxidează în CO_2 și cu $(1-x)C$ partea din carbon care se oxidează în CO , atunci oxigenul consumat se calculează cu relația :

$$\begin{aligned} O_C &= x (\text{CH}_4)_C + \frac{1-x}{2} (\text{CH}_4)_C + (\text{CH}_4)_C + 2x (\text{C}_2\text{H}_6)_C + \\ &+ 2 \frac{1-x}{2} (\text{C}_2\text{H}_6)_C + 1,5 (\text{C}_2\text{H}_6)_C = 0,5027 x + 1,5037 \end{aligned} \quad (2.3.5)$$

Produsele arderii imperfecte :

- cantitatea de bioxid de carbon :

$$V_{\text{CO}_2} = x (\text{CH}_4)_C + 2x (\text{C}_2\text{H}_6)_C = 1,0055 x [\text{m}^3 \text{N} / \text{m}^3 \text{Nc}] \quad (2.3.6)$$

- cantitatea de oxid de carbon :

$$V_{\text{CO}} = (1-x)(\text{CH}_4)_C + 2(1-x)(\text{C}_2\text{H}_6)_C = 1,0055 - 1,0055 x \quad (2.3.7)$$

- cantitatea de oxigen liber :

$$V_{\text{O}_2} = Q_{\min.} - O_C = 2,0064 - 0,5027 x - 1,5037 \quad (2.3.8)$$

- cantitatea de azot :

$$V_{N_2} = (N_2)_C + \frac{0,79}{0,21} \cdot \lambda \cdot O_{\min.} = 0,0027 + 7,5478 \cdot \lambda \quad (2.3.9)$$

Cantitatea gazelor uscate este egală cu :

$$V_{g.u.} = V_{CO_2} + V_{CO} + V_{O_2} + V_{N_2} = 9,5542 \cdot \lambda - 0,5027 x - 0,4955 \quad (2.3.10)$$

iar participarea diferitelor componente rezultă :

$$(CO_2)_f = \frac{1,0055 x}{9,5542 \cdot \lambda - 0,5027 x - 0,4955} \quad (2.3.11)$$

$$(CO)_f = \frac{1,0055 - 1,0055 x}{9,5542 \cdot \lambda - 0,5027 x - 0,4955} \quad (2.3.12)$$

$$(O_2)_f = \frac{2,0064 \cdot \lambda - 0,5027 x - 1,5037}{9,5542 \cdot \lambda - 0,5027 x - 0,4955} \quad (2.3.13)$$

$$(N_2)_f = \frac{0,0027 + 7,5478 \cdot \lambda}{9,5542 \cdot \lambda - 0,5027 x - 0,4955} \quad (2.3.14)$$

Eliminînd pe x și λ se obține ecuația planului de ardere :

$$1,7870 (CO_2)_f + 1,3920 (CO)_f + (O_2)_f = 0,21 \quad (2.3.15)$$

Intersecția acestui plan cu planul arderii perfecte definit prin condiția $(CO)_f = 0$, permite stabilirea ecuației dreptei arderilor perfecte :

$$1,7870 (CO_2)_f + (O_2)_f = 0,21 \quad (2.3.16)$$

În sistemul de coordonate $(CO_2)_f$ și $(O_2)_f$ dreapta arderilor perfecte taie axele de coordonate în punctele M și N.

În originea axelor de coordonate în care $(CO_2)_f = 0$ și $(O_2)_f = 0$, rezultă conținutul maxim de oxid de carbon în fumul uscat :

$$(CO)_f \max. = \frac{0,21}{1,3920} = 0,1508 \quad (2.3.17)$$

Dreptele de $(CO)_f = ct$ sînt paralele cu dreapta arderilor perfecte și echidistante.

Pe aceeași diagramă au fost trasate și dreptele $\lambda = ct.$, obținute din ecuațiile (2.3.11) și (2.3.13) în care s-au înlocuit $x = 1$ și $\lambda = ct$ pentru intersecția cu dreapta arderilor perfecte și $x = 0$, $\lambda = ct$ pentru intersecția cu axa absciselor.

Astfel, dreptele $\lambda = ct$ sînt definite analitic prin coordonatele a două puncte, unul situat pe dreapta arderilor perfecte și celălalt, pe axa absciselor. Rezultatele calculelor sînt concentrate în Tab. (2.3.1.) .

Tab. 2.3.1.

		1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	1,8	1,9	2,0
Intersect. cu dreapta $x=1$	$(CO_2)_f$ [%]	11,75	10,57	9,61	8,80	8,12	7,04	6,21	5,86	5,55
	$(O_2)_f$ [%]	0,00	2,11	3,83	5,27	6,48	8,42	9,91	10,52	11,08
Intersect. cu dreapta $x=0$	$(CO_2)_f$ [%]	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
	$(O_2)_f$ [%]	5,55	7,02	8,24	9,26	10,13	11,53	12,62	13,07	13,48

Pe diagrama Ostwald reprezentată în figura 2.3.2. se vor plasa punctele figurative ale arderii notate cu P_1 , P_2 și P_3 respectiv corespunzătoare combustiei în cuptorul din Laboratorul de cuptoare (încălzirea cu zidărie normală și zidărie permeabilă) și în cuptorul de tratament termic pentru cilindrii de laminor din cadrul I. V. Călan.

Se va observa că, potrivit analizei gazelor de ardere aferente cercetărilor de laborator (v. cap. 3) și industriale (v. cap. 4), procesul de ardere a fost astfel conceput ca proba de oțel să sufere pierderi prin oxidare minime (figura 2.3.1.) iar cilindrii de laminor din fontă ce constituie încărcătura cuptorului industrial de tratament, să nu fie decarburăți.

În capitolele afectate descrierii și interpretării rezultatelor cercetărilor de laborator și industriale se vor face referiri la diagrama din fig. 2.3.2. pentru determinarea coeficientului excesului de aer , necesar calculelor cantității produselor de ardere.

În scopul prelucrării rezultatelor obținute la încercările din cadrul experimentărilor de laborator și industriale, diagrama I - t (entalpie - temperatură) a gazelor de ardere are o deosebită importanță. Cu ajutorul acestei diagrame se poate determina atât

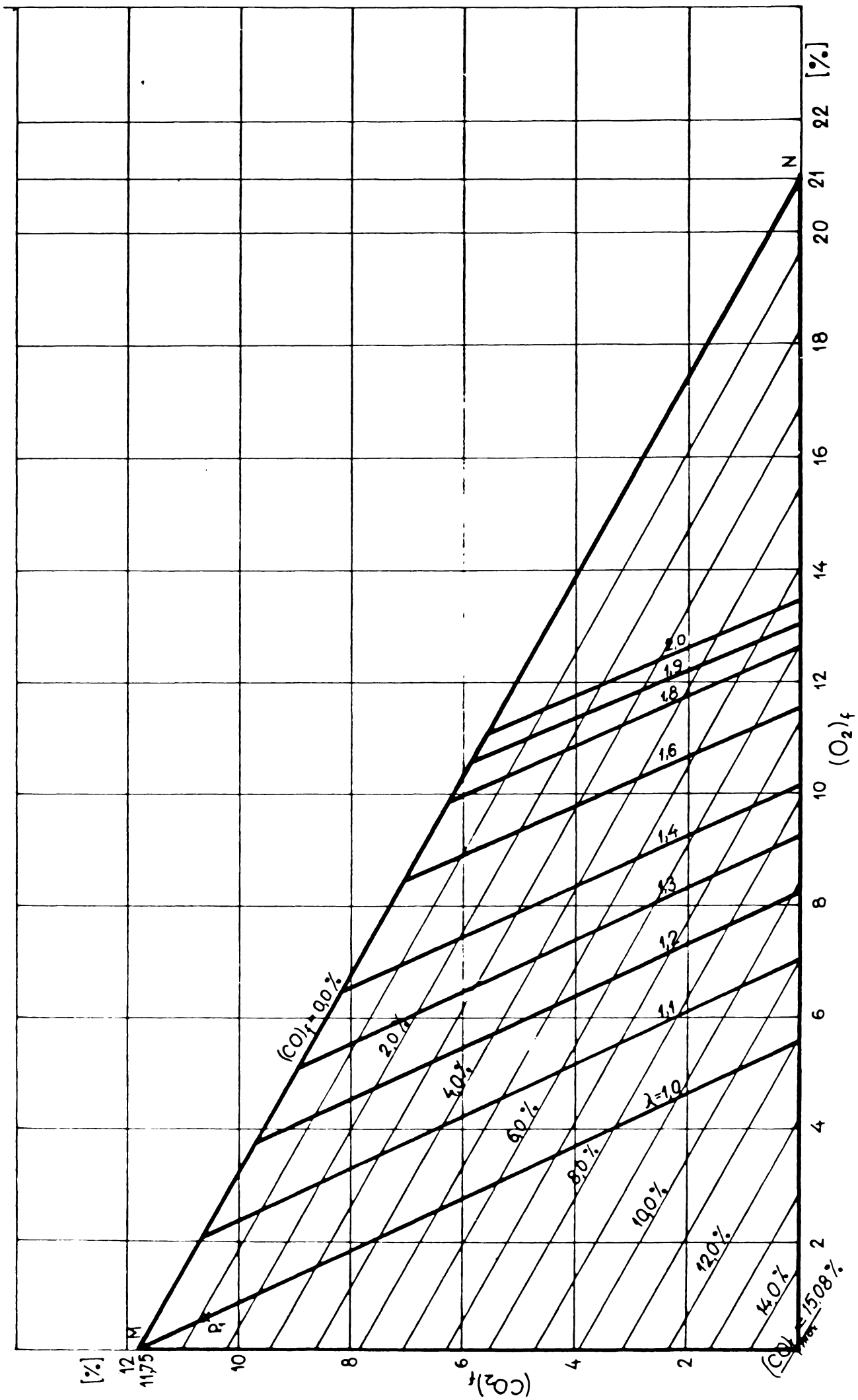


Fig. 2.3.2

temperatura teoretică de ardere cât și valoarea temperaturii reale de ardere pentru diferite valori ale coeficientului excesului de aer.

Pornind de la ideea că încălzirea și răcirea gazelor în spațiul de lucru al cuptoarelor precum și în recuperatoarele aferente, are loc, practic, la presiune constantă, egală aproximativ cu presiunea atmosferică, în calculele termice se admit valorile capacităților calorice specifice la presiune constantă, raportate la unitatea de volum.

Valoarea entalpiei aerului teoretic necesar arderii rezultă din relația :

$$I_{L \text{ min.}} = L_{\text{min.}} \cdot c_a \cdot t_a \quad [\text{KJ/m}^3 \text{ N}] \quad (2.3.18)$$

în care c_a este capacitatea calorică specifică a aerului umed cu un conținut de umiditate $d = 10 \text{ g/Kg}$. De altfel, produsul $c_a \cdot t_a = i_a$ este tabelat [44] împreună cu entalpiile specifice ale CO_2 , N_2 , H_2O , în funcție de temperatura gazelor arse.

Entalpia volumului teoretic de gaze arse se calculează în conformitate cu compoziția sa, după formula :

$$I_{V_{gt}^0} = V_{\text{CO}_2} \cdot i_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} \cdot i_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \cdot i_{\text{H}_2\text{O}} \quad [\text{KJ/m}^3 \text{ Nc}] \quad (2.3.19)$$

iar entalpia volumului real de gaze arse se calculează după relația :

$$I_{V_{gt}} = I_{V_{gt}^0} + (\lambda - 1) I_{L \text{ min.}} \quad [\text{KJ/m}^3 \text{ Nc}] \quad (2.3.20)$$

Ridicarea diagramei I - t va rezulta din rezultatele calculelor executate după relațiile (2.3.18 - 2.3.20), centralizate în Tab. 2.3.2. care în ultima linie concentrează entalpia volumului de gaze teoretic. Adăugînd la această valoare succesiv entalpia excesului de aer ($0,1 \cdot I_{L \text{ min.}}$) se obțin toate valorile necesare trasării diagramei.

În figura 2.3.3. este prezentată diagrama I - t a gazelor de ardere a gazului natural cu compoziția volumetrică conform relației (2.3.3), pentru diferite valori ale coeficientului excesului de aer.

Tab. 2.3.2.

Entalpia [KJ/m ³ Ne]	Temperatura gazelor arse [° C]									
	200	400	600	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000
$I_{CO_2} = V_{CO_2} \cdot i_{CO_2}$	358,9	775,1	1227,3	1710,6	2210,7	2727,7	3253,1	3782,7	4320,6	4862,8
$I_{H_2O} = V_{H_2O} \cdot i_{H_2O}$	656,4	1350,7	2085,6	2826,0	3719,8	4595,6	5516,6	6473,6	7457,8	8469,0
$I_{N_2} = V_{N_2} \cdot i_{N_2}$	1959,9	3970,4	6059,7	8426,8	10478,3	12782,2	15149,3	17421,7	19915,1	22345,2
$I_{V_{gt}}^o = I_{CO_2} + I_{H_2O} + I_{N_2}$	2975,2	6096,2	9372,6	12963,4	16408,8	20105,5	23919	27678	31693	35677
$I_{V_{gt}} = I_{V_{gt}}^o \cdot \lambda$	60,6	123,3	188,8	257,3	326,8	399,2	472,6	546,9	621,2	697,5
$I_{V_{gt}} = I_{V_{gt}}^o \cdot \lambda = 1,1$	3035,8	6219,5	9561,4	13220,7	16735,6	20504,7	24391,6	28224,9	32314,7	36374,5
$I_{V_{gt}} = I_{V_{gt}}^o \cdot \lambda = 1,2$	3096,4	6342,8	9750,2	13478	17062,4	20903,9	24864,2	28771,8	32935,9	37072
$I_{V_{gt}} = I_{V_{gt}}^o \cdot \lambda = 1,4$	3217,6	6589,4	10127,8	13992,6	17716	21702,3	25809,4	29865,6	34178,3	38467
$I_{V_{gt}} = I_{V_{gt}}^o \cdot \lambda = 1,6$	3338,6	6836	10505,4	14507,2	18369,6	22500,7	26754,6	30959,4	35420,7	39862
$I_{V_{gt}} = I_{V_{gt}}^o \cdot \lambda = 1,9$	3520,4	7205,9	11071,8	15279,1	19350	23698,3	28172,4	32600,1	37284,3	41954,5

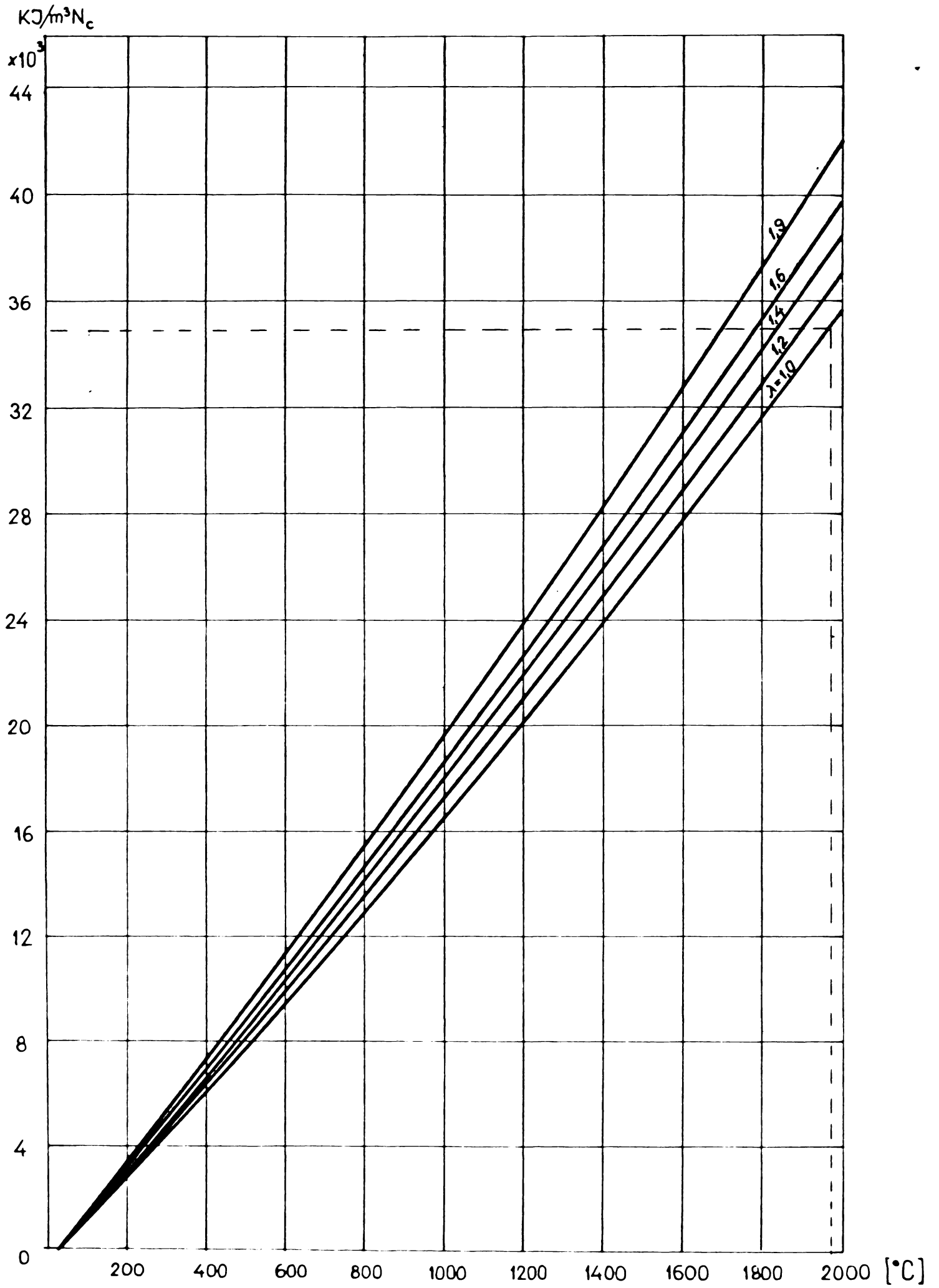


Fig. 2.3.3

Măsurarea temperaturii gazelor de ardere precum și a zidăriei cuptorului și probei de încălzit este afectată de existența unor erori de care s-a ținut seama la centralizarea și prelucrarea datelor. Bazele teoretice pentru calculul erorilor de măsurare a temperaturilor fac obiectul subcapitolului 2.4.

2.4. Analiza erorilor la măsurarea temperaturii

Datorită diferenței de temperatură stabilită între temperatura sondei și corpul sau fluidul a cărui temperatură se măsoară, apare o eroare de măsurare, întrucât în mod real este măsurată valoarea temperaturii sondei.

Diferența apare ca rezultat al transferului de căldură dintre sondă și mediul ambiant.

În condițiile măsurării temperaturii fluidelor cu viteze mari de curgere apar diferențe suplimentare de temperatură datorită transformării energiei cinetice în energie termică în stratul limită din jurul sondei.

Eroarea datorată transferului de căldură apare datorită transferului termic prin conductibilitate și radiație dintre pereții sondei (mai calzi sau mai reci decât fluidul) și fluid.

În condițiile măsurărilor efectuate asupra materialului de lucru din incinta cuptorului, termocuplul după ce a traversat zidăria cuptorului (mantaua metalică, stratul de azbest, stratul de diatomită și șamotă) a ajuns în contact cu punctul de măsură din material trecând printr-o teacă din oțel refractar inoxidabil, conform cu figura 2.4.1.

Teaca termocuplului de lungime l , în regim termic staționar va avea o temperatură $t_{t,x}$ depinzând de distanța x de la perete, valoare ce este dictată de convecția ce are loc dintre fluidul din camera de lucru cu temperatura t_f și conducția cu zidăria care are o temperatură t_p .

Considerînd transferul termic unidimensional, rezultă că :

$$\dot{Q}_x = - \lambda \cdot A \cdot \frac{d t_{tx}}{d x} \quad (2.4.1)$$

și

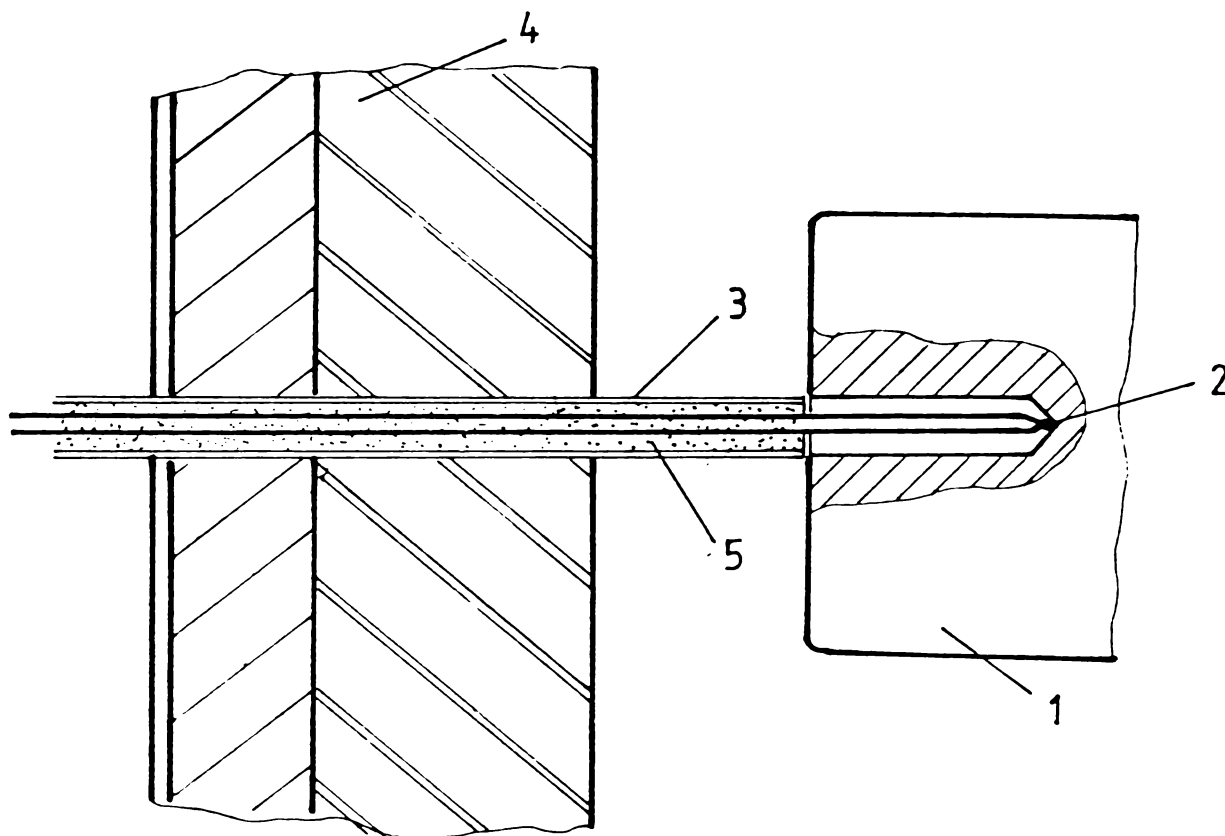


Fig. 2.4.1.

- 1 - materialul de încălzit (proba) ;
- 2 - sudura caldă a termocoplului ;
- 3 - teaca din oțel inox ;
- 4 - zidăria cuptorului ;
- 5 - pulbere izolatoare .

$$\dot{Q}_{x+dx} = - \lambda \cdot A \left(\frac{d t_{tx}}{dx} + \frac{d^2 t_{tx}}{dx^2} dx \right) \quad (2.4.2)$$

- unde :
- λ - conductibilitatea termică a tecii [W/mK] ;
 - A - aria secțiunii tecii [m²] ;
 - α - coeficientul de convecție [W/m² K] ;
 - d_t - diametrul exterior al tecii [m] ;
 - A_c - suprafața laterală a tecii [m²] .

iar schimbul convectiv este

$$\dot{Q}_{cx} = \alpha \cdot \pi \cdot d_t (t_{tx} - t_f) dx \quad (2.4.3)$$

rezultînd

$$\dot{Q}_{x+dx} - \dot{Q}_x + \dot{Q}_{cx} = 0 \quad (2.4.4)$$

adică

$$\frac{d^2 t_{tx}}{dx^2} - \frac{4\alpha}{\lambda d_t} t_{tx} = - \frac{4 \cdot \alpha}{\lambda \cdot d_t} \cdot t_f \quad (2.4.5)$$

Punînd condițiile la limită

$$t_{t_0} = t_p \quad \text{și} \quad \frac{d t_{t1}}{d l} = 0 \quad (2.4.6)$$

soluția va fi tocmai eroarea prin conductibilitate

$$e_c = t_{t1} - t_f = \frac{t_p - t_f}{\text{ch} \cdot l \left(\frac{4 \cdot \alpha}{d_t \cdot \lambda} \right)^{0,5}} \quad (2.4.7)$$

Din observarea relației erorii rezultă că lungimea tijei are influența cea mai mare, coeficientul de convecție α se poate amplifica prin creșterea vitezei fluidului dar apar erori suplimentare de viteză. La valori mici ale cifrei Reynolds, așa cum se prezintă situația și în cazul experimentărilor și chiar la cuptoarele industriale, lungimea necesară reprezintă 20 ... 50 diametre.

Influența transferului termic prin radiație, dintre sondă și pereți, se separă de transferul prin conducție, în plus $d t_t / d x = 0$ ca și radiația gazelor de ardere din incinta camerei de lucru, relația finală devenind :

$$e_r = t_t - t_f = \frac{k_r \cdot \zeta \cdot \varepsilon \cdot A_r}{\alpha \cdot A_c} (T_p^4 - T_t^4) \quad (2.4.8)$$

unde : ζ - coeficient de negreală a suprafeței tecii ($\zeta = 0,85$);
 A_r - suprafața tecii disponibilă radiației m^2 ;
 k_r - coeficient de formă .

Temperatura zidăriei (t_p) influențează cel mai mult valoarea erorii, fiind de dorit ca ea să fie foarte apropiată de temperatura gazelor din cuptor (t_f) .

Evitarea erorii de radiație se face prin ecranarea sondei, evitîndu-se radiația directă a sondei la perete, ecranele dobîndind o temperatură mult mai apropiată de a fluidului. În cadrul experimentărilor, măsurarea temperaturii gazelor din spațiul de lucru al cuptorului s-a efectuat cu termocuple ecranate cu două tuburi concetrice din folie de aluminiu, distanța dintre ecrane fiind de 2 mm .

În condițiile măsurării temperaturii pereților cuptorului, care reprezintă, de fapt, ca număr cele mai numeroase puncte de măsură și cele mai importante totodată, termocuplul a fost montat cu lipitură caldă chiar pe suprafața peretelui sau în planul de sepa-

rare dintre peretele refractar și cel izolator.

Astfel montat, termocuplul absoarbe căldură din zona de măsurare (zona de contact), prin conducție în lungul firelor termocuplului și prin convecție laterală.

Temperatura în zona de contact t_j măsurată efectiv de termocuplu diferă de temperatura peretelui t_p (fără termocuplu). Eroarea relativă, datorită prezenței termocuplului va fi :

$$e_t = \frac{t_p - t_j}{t_p - t_f} = \frac{\zeta - \pi \cdot r_0^2 \cdot \alpha}{\zeta + \lambda \cdot r_0 \cdot Q_j} \quad (2.4.9)$$

unde

$$\zeta = \lambda_1 A_1 \cdot m_1 \operatorname{th} m_1 \cdot l + \lambda_2 \cdot A_2 \cdot m_2 \cdot \operatorname{th} m_2 l \quad (2.4.10)$$

$$m_1 = \sqrt{C_1 \cdot \alpha / \lambda_1 \cdot A_1 \frac{\alpha \cdot \gamma_1}{\lambda_1} \frac{d_t - d_1}{1 + d_1/d_t}} \quad (2.4.11)$$

unde :

- \dot{Q}_j - fluxul termic datorat prezenței termocuplului [W] ;
- d_1, d_2 - diametrul electrozilor termocuplului [m] ;
- A_1, A_2 - aria secțiunii electrozilor [m²] ;
- C_1, C_2 - suprafața exterioară pe unitatea de lungime [m²/m] ;
- λ_1, λ_2 - conductibilitatea termică a electrozilor [W/mK] ;
- α - coeficientul convecției termice [W/m² K] ;
- l - lungimea electrozilor [m] .

Reiese că reducerea lungimii conductoarelor și a diametrului lor reduce eroarea datorată prezenței termocuplului.

În cadrul experimentărilor s-au utilizat termocuple cu lungimea redusă la minim (250 - 350 mm) avînd un diametru de 0,3 mm .

Se are în vedere faptul că în timpul experimentărilor regimul termic de încălzire a probei și zidăriei are, de fapt, un caracter nestaționar. Astfel apar erori determinate de întîrzierea cu care termocuplul urmărește variația de temperatură, întîrzierea depinzînd de acumularea de căldură în elementul sensibil și de caracterul transferului termic.

Astfel, neglijînd pierderile de căldură prin termoelement, ecuația conservării energiei are forma :

$$k \cdot A (t_f - t_t) d \tau = m \cdot c \cdot d \cdot t_t \quad (2.4.12)$$

sau

$$\frac{d t_t}{d \tau} + \frac{1}{C} \cdot t_t = \frac{1}{C} t_f \quad (2.4.14)$$

unde

$$C = m c / k \cdot A \quad (2.4.13)$$

reprezintă constanta de timp a termoelementului.

k - coeficientul global de transfer termic $[W/m^2 K]$;

m - masa termoelementului $[Kg]$;

c - căldura specifică $[J/Kg \cdot K]$;

A - suprafața de transfer $[m^2]$.

Această constantă reprezintă comportarea dinamică a sistemului (de ordinul întâi) sensibil propriu-zis. Măsurătorile de temperatură în cadrul experimentărilor s-au efectuat cu termoelemente fără protecție cu teacă în zona lipiturii calde, tocmai în scopul reducerii constantei de timp.

În general, termoelementul se află amplasat în teacă de cel termorezistent sau ceramică. Această variantă s-a utilizat într-o primă etapă la măsurarea temperaturii gazelor arse la intrarea și ieșirea din recuperatorul cu țevi precum și a aerului preîncălzit.

Astfel, iar apar două ecuații, pentru teacă și pentru termoelementul propriu-zis și, deci, două constante de timp :

$$C = \frac{m \cdot c}{k \cdot A} \quad , \text{ pentru termoelement} \quad (2.4.15)$$

și

$$C_{tc} = \frac{m_{tc} \cdot C_{tc}}{k_{tc} \cdot A_{tc}} \quad (2.4.16)$$

Evident, comportarea termoelementelor cu teacă presupune o întârziere mai mare la percepere și măsurarea temperaturii, motiv pentru care în afara termorezistenței de platină ce măsoară temperatura aerului preîncălzit, toate termoelementele au fost dezafectate de teci în zona de măsurare. Pentru compensarea dinamică a elementului sensibil s-a utilizat un circuit RC intercalat între elementul sensibil și instalația de măsurare.

CAPITOLUL 3

REZULTATELE CERCETARILOR DE LABORATOR ASUPRA UTILIZARII PERETILOR REFRACTARI PERMEABILI LA CUPTOARELE DE INCALZIRE SI TRATAMENT TERMIC

3.1. Instalația experimentală de laborator

Instalația experimentală constă dintr-un cuptor cu flacără întoarsă (fig. 3.1.1.) avînd dimensiunile camerei de lucru 500 x 500 x 540 mm cu un volum de 0,135 m³.

S-a utilizat combustibilul gazul natural, la o presiune după reductorul - regulator, de 350 mm H₂O. Pentru arderea combustibilului s-a utilizat un arzător "Tricem 3" de tipul cu jet paralel fără preamestec, modificat prin alezarea conductei de gaz pe suprafața cilindrică cu orificii \emptyset 4 mm și montarea aripioarelor pentru preturbionarea gazului (în interiorul conductei) și a aerului (pe suprafața conductei) pentru a realiza o preamestecare în corpul arzătorului și în scopul asigurării unei mai bune stabilități a flăcării.

Prin aceste modificări s-a putut mări și reglabilitatea arzătorului pînă la 1 : 3, astfel că debitul minim a atins valoarea de 1,8 m³N/h și cel maxim de 5,4 m³N/h.

Aerul necesar arderii se asigură de un ventilator centrifugal a cărui debit se reglează pe refulare.

Înainte de a intra în procesul de ardere, aerul este preîncălzit într-un recuperator - preîncălzitor de aer, metalic cu țevi \emptyset 25 de tipul echicurent combinat cu curent încrucișat (figura 3.1.2.)

Gazele care sînt evacuate din spațiul de lucru al cuptorului cu ajutorul unui exhaustor cu debitul reglat pe aspirație.

În spațiul de lucru al cuptorului, după cum reiese din figură, drumul gazelor este (fig. 3.1.6) în formă de U atît în sistemul de zidărie clasică cît și cu zidăria permeabilă.

Proba de încălzire a constat din laminat în profil patrat 100 x 100 x 290 mm din oțel OSC și profil rotund \emptyset 80 x 270 mm.

Temperatura probei s-a măsurat cu termocuple Cromel - Alumel în trei puncte (pe suprafață, la mijloc și la capătul anterior

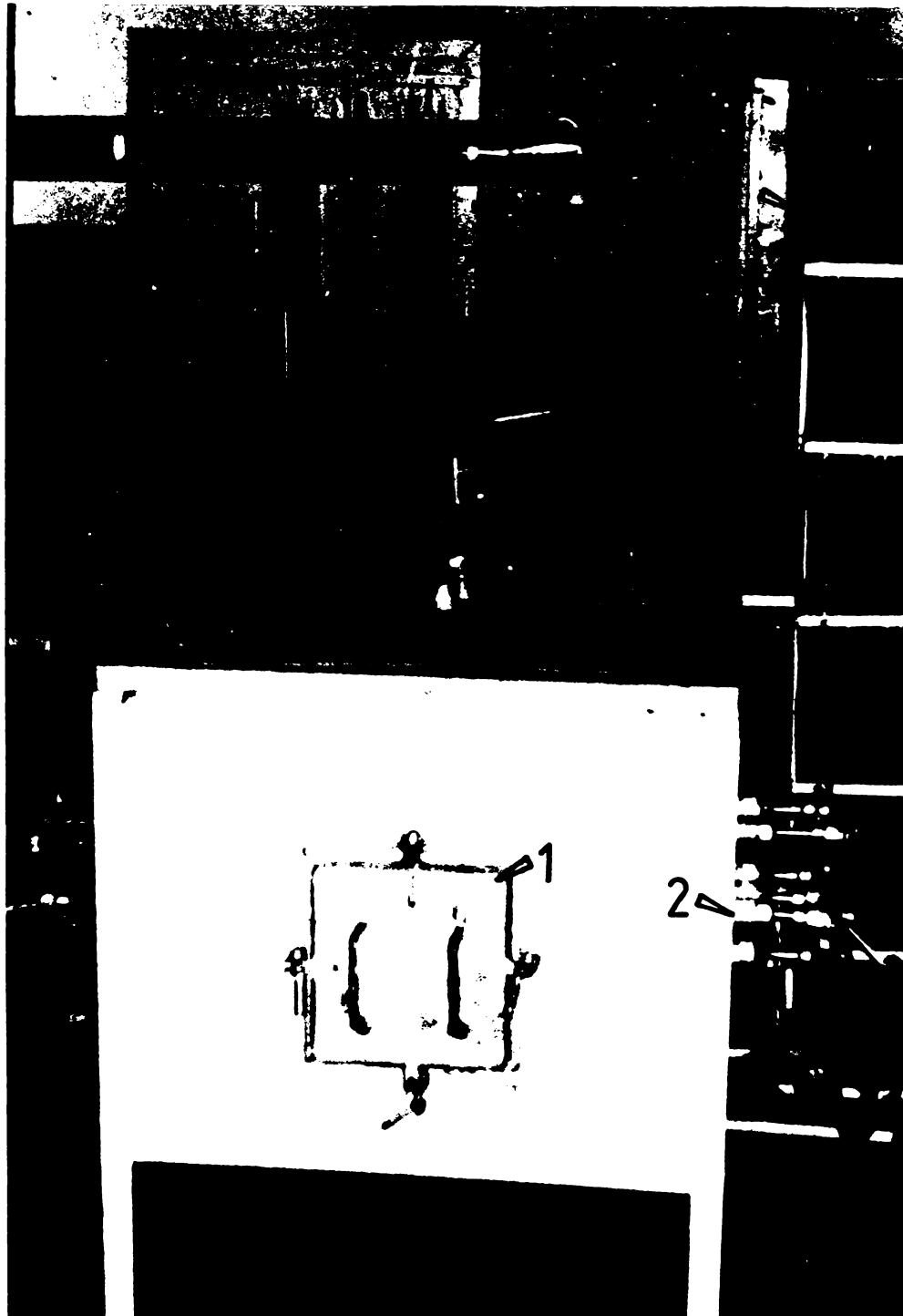


Fig. 3.1.1.

- 1 - ușa cuptorului ;
- 2 - termocuple ;
- 3 - cabluri de compensație aferente termocuplelor ;
- 4 - conducta de evacuare a gazelor de ardere .

și în centru la mijloc), precum și la suprafața superioară prin vizare prin boltă cu piometrul optic.

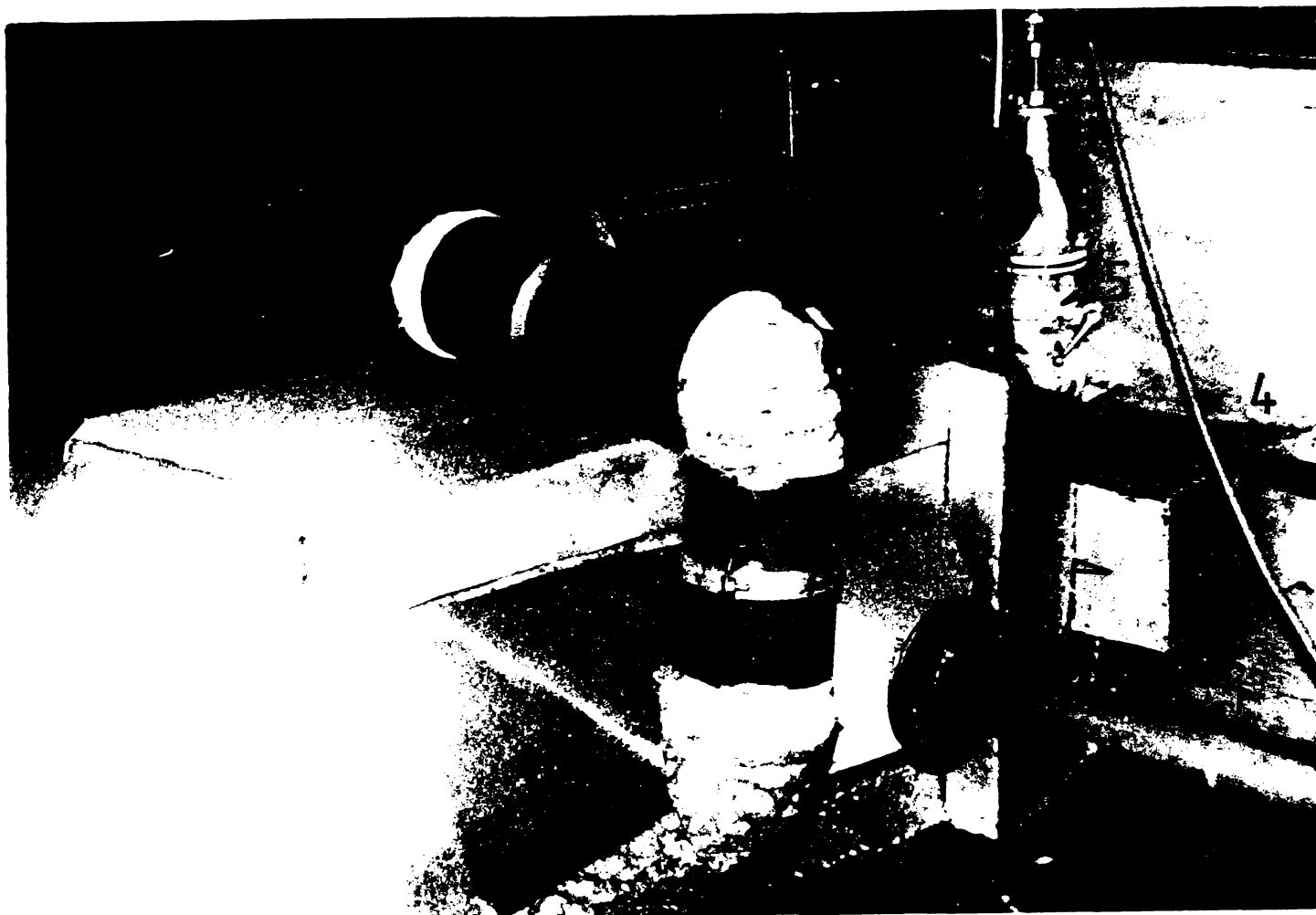


Fig. 3.1.2.

- 1 - conducta de intrare a aerului de ardere ;
- 2 - conducta de ieșire a aerului preîncălzit ;
- 3 - intrarea gazelor de ardere ;
- 4 - conducta de gaz natural ;
- 5 - arzătorul cuptorului .

Temperatura zidăriei cuptorului (în șapte puncte), s-a măsurat tot cu termoelemente Cromel - Alumel în diferite zone :

- pereți laterali, la fața interioară în trei zone și la separarea zidăriei refractare de cea izolatoare ;
- vatră, la 60 mm de suprafață și la 125 mm ;
- boltă, la fața interioară .

Temperatura gazelor din spațiul de lucru s-a măsurat cu o termocuplă ecranată pentru a evita erorile datorate radiației gazelor. Toate aceste valori de temperaturi sînt înregistrate pe diagrame.

S-a măsurat, de asemenea, temperatura gazelor de ardere la ieșirea din cuptor și intrarea în recuperator, la ieșirea din recuperator precum și temperatura aerului la intrarea și ieșirea din recuperatorul preîncălzitor de aer.

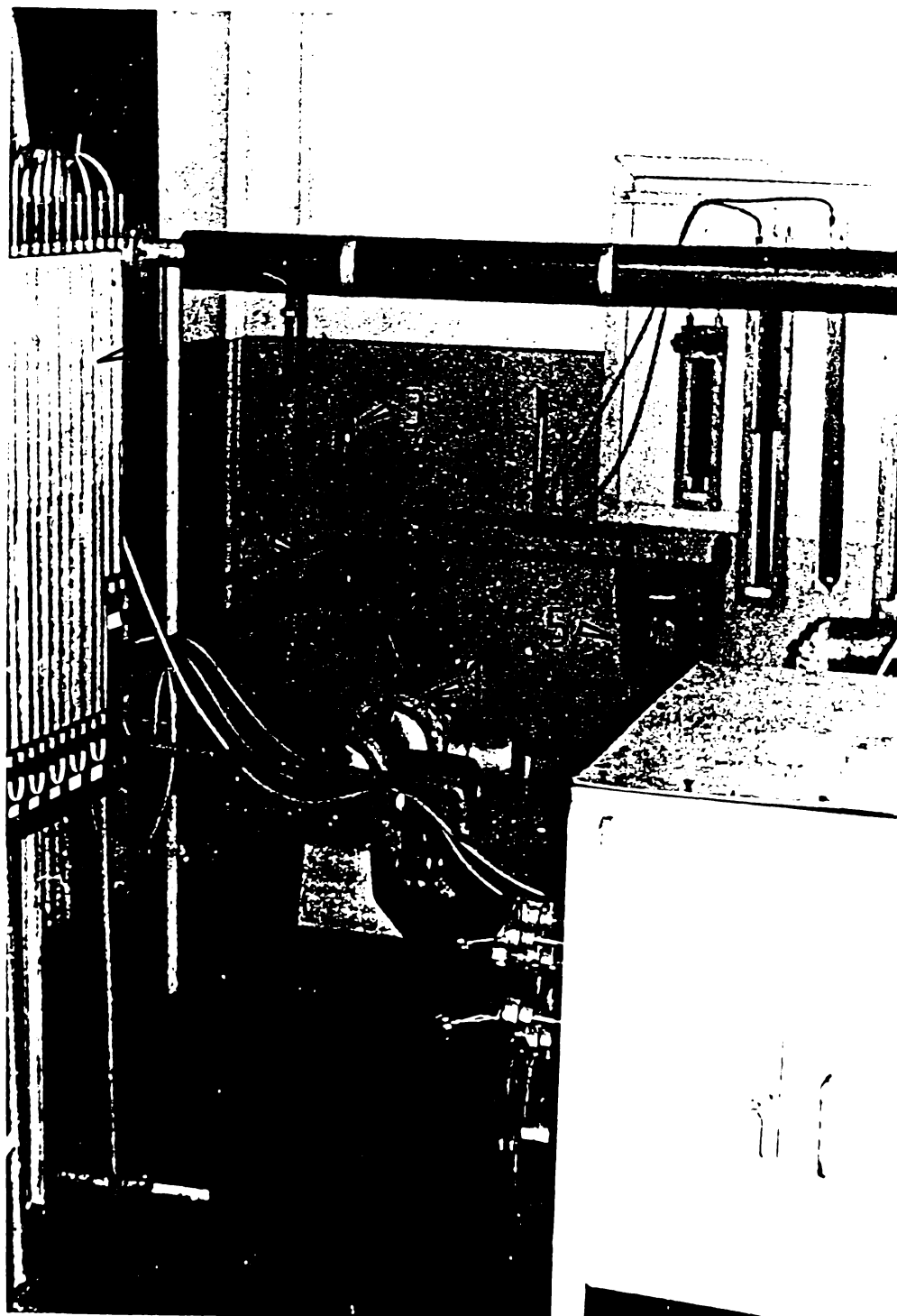


Fig. 3.1.3.

- 1 - traductoare de debit ;
- 2 - ciclușni (pentru aer) ;
- 3 - regulator de presiune pentru gaz natural ;
- 4 - panou cu piezometre ;
- 5 - contor pentru gaze naturale consumat .

Măsurarea debitului de gaz natural s-a realizat pe trei variante: prin contorizare, cu diafragmă cu prize la față și piezometru și cu diafragmă, traductor electronic ELT 370 A 1 de presiune diferențială și aparat indicator - înregistrator E L R 45.

Debitul de aer s-a măsurat pe două căi, prin măsurarea directă a căderii de presiune în diafragma cu prize la față și cu traductor electronic ELT 370 A 1 și aparat indicator - înregistrator E L R 45, iar debitul de gaze arse, cu ajutorul diafragmei și a piezometrului.

Presiunea din cuptor s-a determinat cu micromanometrul, prin sonda de presiune plasată în zona a 2-a a camerei de lucru, prelevându-se și probele pentru analiza chimică a gazelor arse.

Dispunerea punctelor de măsură a temperaturii zidăriei clasice și probei (fig. 3.1.4.) precum și a zidăriei cuptorului cu

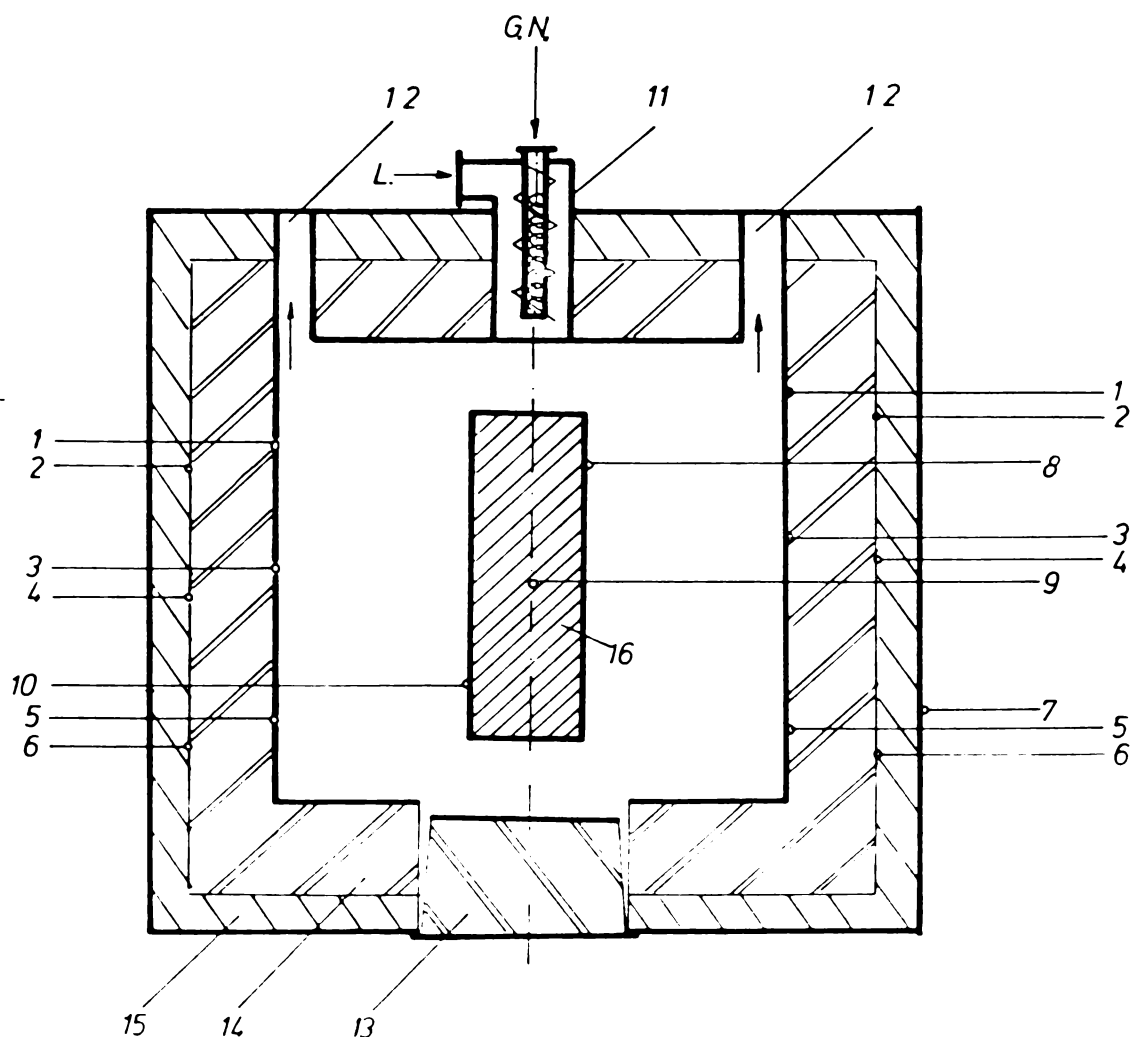


Fig. 3.1.4. Amplasarea punctelor de măsurare a temperaturii în cuptorul cu zidărie clasică ;

- 1,3,5 - temperatura zidăriei refractare normale pe fața interioară în cele trei zone de temperatură ;
- 2,4,6 - temperatura zidăriei refractare normale pe fața exterioară în cele trei zone de temperatură ;

- 7 - temperatura zidăriei la exterior ;
- 8, 9, 10 - temperatura probei ;
- 11 - arzătorul de gaz natural ;
- 12 - canalele de fum ;
- 13 - ușa cuptorului ;
- 14 - zidăria de șamotă RC 73 ;
- 15 - zidăria izolatoare de diatomită ;
- 16 - proba din oțel OSC .

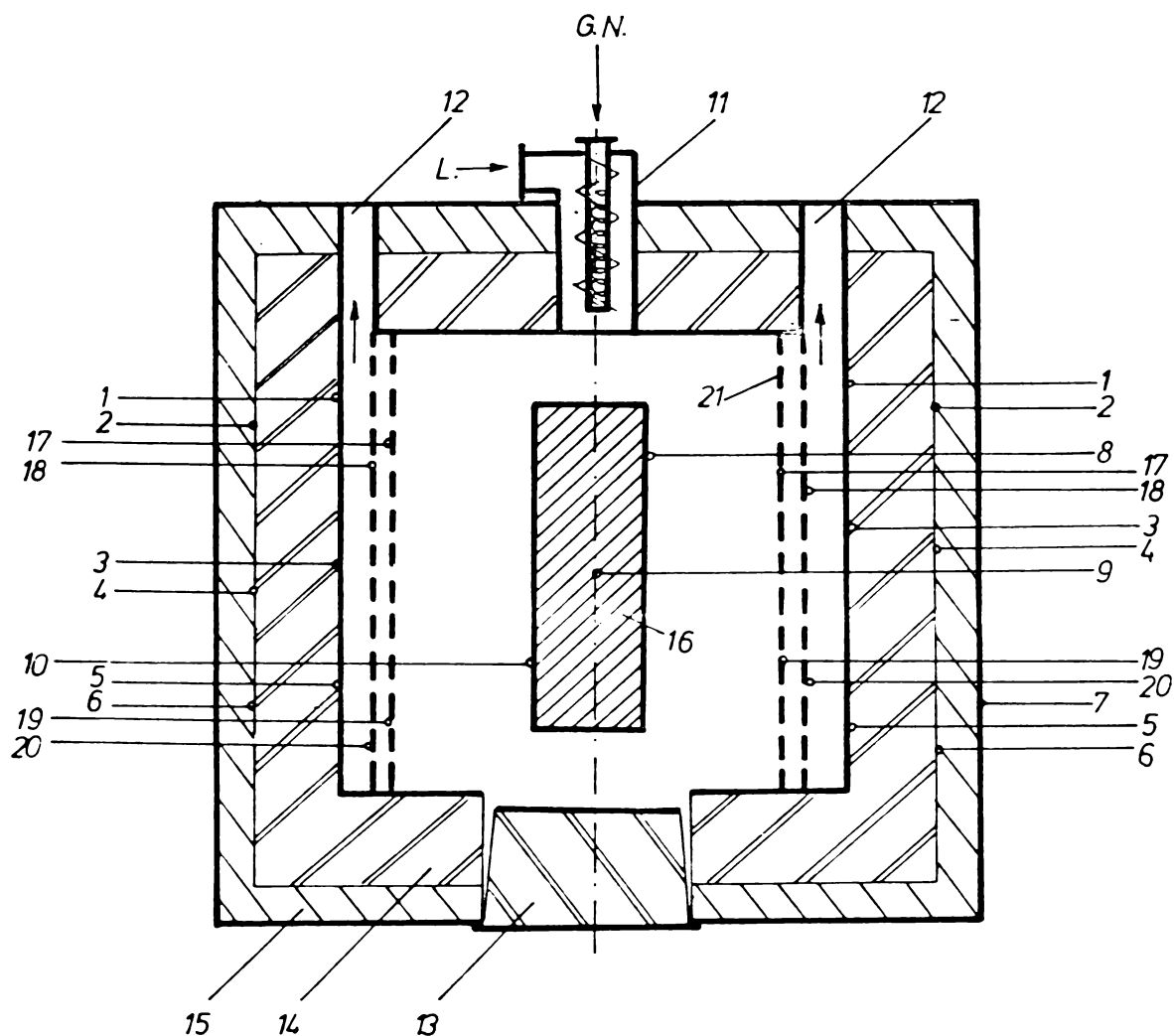


Fig. 3.1.5.

- 1 - 16 - idem ca în fig. 3.1.4. ;
- 17 - temperatura peretelui refractar permeabil pe fața interioară în zona 1 ;
- 18 - temperatura peretelui refractar permeabil pe fața exterioară în zona 1 ;
- 19 - temperatura peretelui refractar permeabil pe fața interioară în zona 2 ;
- 20 - temperatura peretelui refractar permeabil pe fața exterioară în zona 2 .

pereți refractari permeabili (figura 3.1.5.) s-a ales astfel ca după montarea pereților permeabili să existe posibilitatea măsurării temperaturii acestora în aceleași zone ca și la zidăria normală în scopul creării posibilităților de comparare.

Pentru a se evita erorile provocate de radiație a flăcării asupra lipiturii calde a termocuplelor plasate pe suprafața interioară a zidăriei clasice și permeabile, acestea au fost ecranate cu mortar din șamotă cu grosimea sub 1 mm. În acest fel, termocuplele în cauză măsoară temperatura reală a zidăriei și nu temperatura gazelor din spațiul de lucru al cuptorului.

De remarcat că toate termocuplele au fost dezafectate de teacă pentru reducerea inerției de măsurare, avînd în vedere dinamica intensă de variație a temperaturii în cuptor.

Amplasarea tuturor punctelor de măsură a parametrilor termodinamici la funcționarea cuptorului cu zidărie clasică rezultă din figura 3.1.6. iar din figura 3.1.7. reieșind dispunerea aparatului de măsură pentru instalația la care s-a montat și zidăria permeabilă. În Tabelul (3.1.1.) sînt centralizate punctele de măsură și aparatele aferente, pentru ambele sisteme de zidărie, care se regăsesc în figurile 3.1.6. și 3.1.7.

Tabelul 3.1.1.

Nr. crt.	Locul de măsură	Instrumentul de măsură	Obs.
0	1	2	3
1.	Temperatura materialului la suprafață	Cromel-Alumel E 1 36	S-a utilizat și Pt-Pt Rh
2.	Temperatura materialului în centru	Cromel-Alumel E 1 36	Pt-Pt Rh
3.	Temperatura materialului la suprafață	Cromel-Alumel E 1 36	Pt-Pt Rh
4.	Temperatura peretelui clasic la interior (st.)	Cromel-Alumel E 1 36	
5.	Temperatura peretelui clasic la interior (dr.)	Cromel-Alumel	
6.	Temperatura peretelui la separarea cu stratul izolator(st.)	Cromel-Alumel	
7.	Temperatura peretelui la separarea cu stratul izolator(dr)	Cromel-Alumel	
8.	Temperatura mantalei	Fe - Const.	
9.	Temperatura bolții	Cromel-Alumel	
10.	Temperatura spațiului de lucru	Cromel-Alumel	Pt-Pt Rh
11.	Temperatura în vatră(60 mm)(t)	Cromel-Alumel	

o	1	2	3
12.	Temperatura în vatră (123 mm) ()	Cromel-Alumel	
13.	Temperatură aer preîncălzit	Termorezistență Pt	
14.	Temperatură intrare gaze arse în recuperator	Cromel-Alumel	
15.	Temperatură ieșire gaze arse din recuperator	Cromel-Alumel	
16.	Diafragmă pentru gaz natural	Piezometru ELR 36	Se măsoară și cu contor cu burduf
17.	Diafragmă pentru aer	Piezometru ELR 36	
18.	Diafragmă gaze arse	Piezometru	
19.	Presiune în cuptor	Micromanometru	
20.	Presiune gaze arse	Piezometru	
21.	Presiune gaz natural	Piezometru	
1p	Temperatură perete permeabil pe fața interioară.	Cromel-Alumel	La cuptor cu zidărie permeabilă
2p	Temperatură perete permeabil pe fața exterioară	Cromel-Alumel	- " -
3p	Temperatură perete permeabil pe fața exterioară	Cromel-Alumel	- " -
4p	Temperatură perete permeabil pe fața interioară	Cromel-Alumel	- " -
1T	Traductor de presiune diferențială	E L T 370 A 1	H=300 mm CA
2T	Traductor presiune diferențială	E L T 370 A 1	H=50 mm CA

3.2. Calculul termic al zidăriei normale (de bază) aferentă c u p t o r u l u i

Spațiul util de lucru al cuptorului experimental s-a considerat de $0,135 \text{ m}^3$ avînd dimensiunile $540 \times 500 \times 500 \text{ mm}$. Zidăria se compune din cărămidă de șamotă RC 73, format normal, cărămidă izolatoare din diatomită tot format normal și placă de 10 mm din azbest. La exterior, cuptorul are o manta din oțel de 4 mm grosime. Calculul de dimensionare a zidăriei a avut următoarele considerente :

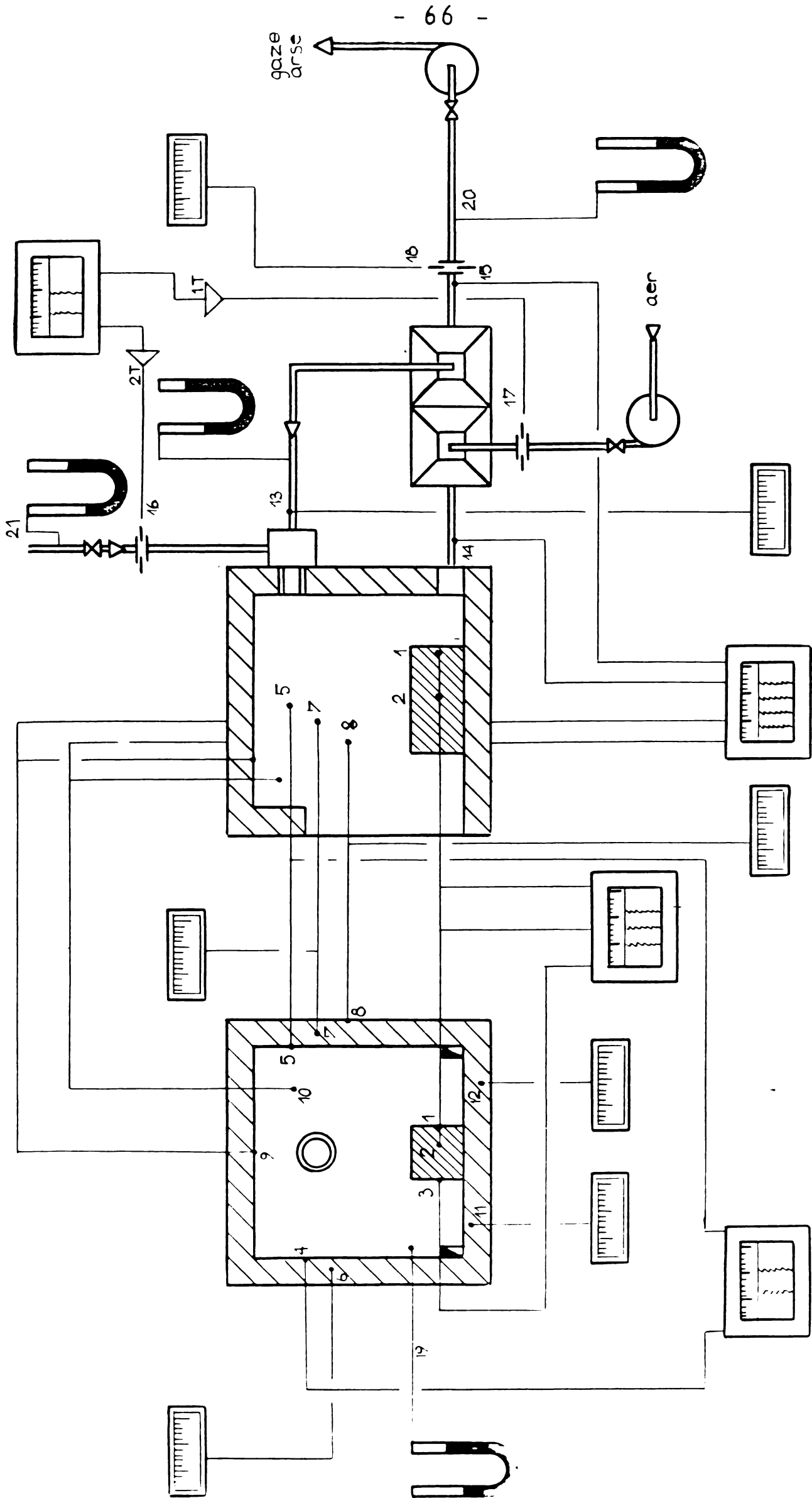


Fig. 3.1.6

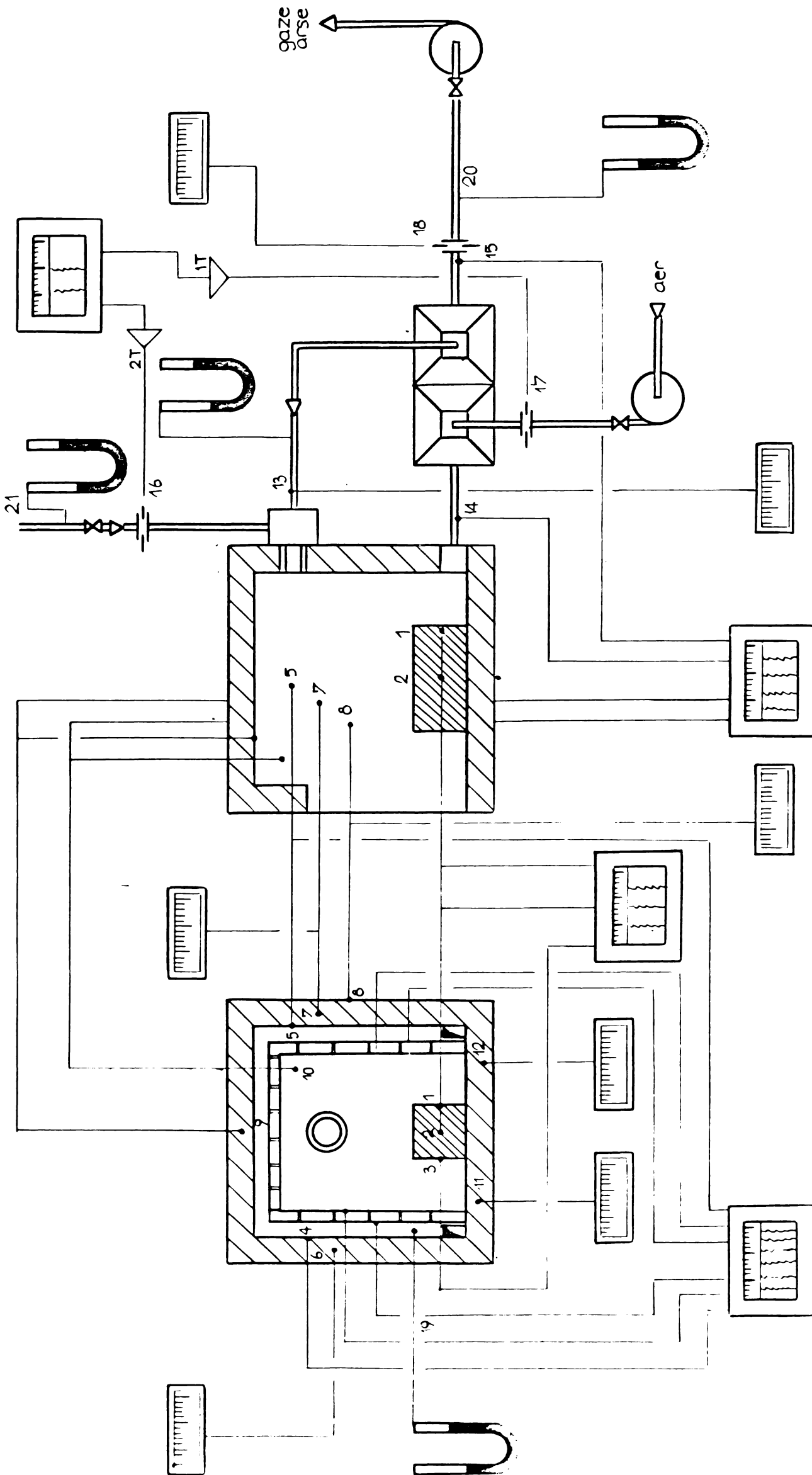


Fig. 3.1.7

- temperatura teoretică de ardere a gazului natural pentru un coeficient al excesului de aer $\lambda = 1,0$ este 1985°C (v. cap. 2, figura 2.3.3.) ;

- conductibilitatea termică și capacitatea calorică specifică pentru cele două tipuri de cărămizi s-au considerat ca valori medii .

Temperatura reală a gazelor arse, măsurată în spațiul de lucru al cuptorului este :

$$t_g = 1\ 178^{\circ} \text{C} \quad (3.2.1)$$

Valoarea coeficientului transiterii căldurii prin convecție de la zidăria cuptorului la mediul ambiant, rezultă conform [33] :

$$N_u = C (Gr \cdot Pr)^n \quad (3.2.2)$$

unde :

$$N_u = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad ; \quad Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot l^3}{\nu^2} \quad (3.2.3)$$

și

$$\Delta t = t_p - t_o \quad [^{\circ} \text{C}] \quad , \quad (3.2.4)$$

este diferența dintre temperatura peretelui exterior al zidăriei și a mediului ambiant.

α - coeficientul de convecție termică liberă [W/m² K] ;

l - lungimea peretelui vertical [m] ;

λ - conductibilitatea termică a aerului [W/m K] ;

$\beta = \frac{1}{T_m}$ - coeficientul dilatării termice a aerului [1/K] ;

ν - vîscozitatea cinematică a aerului [m²/s] .

$$Gr = \frac{9,8 \cdot 2,53 \cdot 193 (0,9)^3}{10^3 (23,13 \cdot 10^{-6})^2} = 6,75 \cdot 10^9 \quad (3.2.5)$$

$$Pr = 0,707 \quad (3.2.6)$$

$$Gr \cdot Pr = 6,75 \cdot 10^9 \quad (3.2.7)$$

Din [3,2 8], rezultă :

$$C = 0,135 \quad ; \quad n = \frac{1}{3} \quad ; \quad (3.2.8)$$

deci

$$N_u = 0,135 \cdot (6,75 \cdot 10^9)^{\frac{1}{3}} = 255,22 \quad (3.2.9)$$

$$\alpha = \frac{N_u \cdot \lambda}{l} = \frac{255,22 \cdot 0,028}{0,9} = 7,94 \quad \text{W/m}^2 \text{ K} \quad (3.2.10)$$

Pentru calculul coeficientului de convecție termică α de la bolta cuptorului la mediul ambiant, se procedează în mod analog.

Pentru zidăria formată dintr-un strat de 125 mm șamotă și 75 mm diatomită, coeficientul trecerii căldurii este :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{56} + \frac{0,125}{1,32} + \frac{0,075}{0,12} + \frac{1}{7,94}} \quad (3.2.11)$$

$$K = 1,22 \text{ [W/m}^2 \text{ K]} , \quad (3.2.12)$$

cu ajutorul căruia se calculează valoarea densității fluxului termic în regim staționar :

$$\dot{q} = K (t_g - t_e) = 1\,291 \text{ [W/m}^2 \text{]} . \quad (3.2.13)$$

Temperatura la suprafața zidăriei este :

$$t_p = \frac{\alpha_1 \cdot t_g - \dot{q}}{\alpha_1} = 1\,155^\circ \text{ C} \quad (3.2.14)$$

iar la suprafața de separație cu peretele izolator :

$$t_1 = t_p - \dot{q} \cdot \frac{\delta_1}{\lambda_1} = 1\,033^\circ \text{ C} . \quad (3.2.15)$$

Valoarea coeficientului global de transmitere a căldurii de la gazele arse la zidărie este $\alpha_1 = 56 \text{ [W/m}^2 \text{ K]}$ [5] , fiind determinat și experimental, iar temperatura la exteriorul peretelui izolator este :

$$t_2 = t_1 - \dot{q} \frac{\delta_2}{\lambda_2} = 191^\circ \text{ C} . \quad (3.2.16)$$

Distribuția temperaturii în zidăria normală a cuptorului face obiectul calculelor din subcapitolul 3.3, efectuate în scopul determinării valorii căldurii acumulate în zidărie în diferite etape ale funcționării cuptorului.

3.3. Bilanțul termic al cuptorului cu zidărie normală

Întocmirea bilanțului termic al cuptorului de încălzire din cadrul Laboratorului de Cuptoare s-a efectuat în baza măsurătorilor asupra parametrilor termodinamici, conform descrierii instalației.

Conform compoziției chimice a gazului natural utilizat (v. cap. 2) și potrivit rezultatelor analizei chimice a gazelor de ardere :

$$\begin{aligned}(\text{CO}_2)_f &= 10,6 \quad \% \\(\text{CO})_f &= 1,1 \quad \% \\(\text{O}_2)_f &= 0,6 \quad \%,\end{aligned}\tag{3.3.1}$$

gradul de perfecțiune al arderii rezultă din :

$$(\text{CO})_f = \frac{1,0055 (1 - x)}{9,5542 - 0,5027 x - 0,4955}\tag{3.3.2}$$

$$x = 0,9059\tag{3.3.3}$$

deci

$$\begin{aligned}V_{\text{CO}_2} &= 0,9059 \cdot 0,9873 + 2 \cdot 0,9059 \cdot 0,0091 = \\&= 0,9108 \quad [\text{m}^3\text{N}/\text{m}^3 \text{Nc}]\end{aligned}\tag{3.3.4}$$

$$\begin{aligned}V_{\text{N}_2} &= 0,79 \cdot \lambda \cdot L_{\text{min.}} + (\text{N}_2)_c = 7,5505 \\&[\text{m}^3\text{N}/\text{m}^3 \text{Nc}]\end{aligned}\tag{3.3.5}$$

$$V_{\text{O}_2} = \lambda \cdot O_{\text{min.}} - O_c = 0,0473 [\text{m}^3\text{N}/\text{m}^3 \text{Nc}]\tag{3.3.6}$$

$$V_{\text{CO}} = 0,0946 [\text{m}^3\text{N}/\text{m}^3 \text{Nc}]\tag{3.3.7}$$

$$V_{\text{gn}} = 8,6033 [\text{m}^3\text{N}/\text{m}^3 \text{Nc}]\tag{3.3.8}$$

- volumul total al gazelor de ardere este :

$$V_{\text{gt}} = V_{\text{gu}} + V_{\text{H}_2\text{O}}\tag{3.3.9}$$

unde cantitatea vaporilor de apă

$$\begin{aligned}V_{\text{H}_2\text{O}} &= 2 x (\text{CH}_4)_2 + (1 - x) \cdot 2 (\text{CH}_4)_c + 3 x (\text{C}_2\text{H}_6)_2 + \\&+ 3 (1 - x) (\text{C}_2\text{H}_6)_2 + \frac{\varphi_a \cdot \lambda \cdot L_{\text{min.}} \cdot d}{1000 \cdot \varphi_{\text{H}_2\text{O}}}\end{aligned}\tag{3.3.10}$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,1326 [\text{m}^3\text{N}/\text{m}^3 \text{Nc}]\tag{3.3.11}$$

și

$$V_{\text{gt}} = 10,7359 [\text{m}^3\text{N}/\text{m}^3 \text{Nc}]\tag{3.3.12}$$

Compoziția volumetrică a gazelor de ardere este :

$$(\text{CO}_2)_{f_u} = \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{\text{gt}}} \cdot 100 = 8,48 \quad \%$$

$$\begin{aligned}
 (\text{CO})_{f_u} &= \frac{V_{\text{CO}}}{V_{gt}} \cdot 100 = 0,88 \% \\
 (\text{O}_2)_{f_u} &= \frac{V_{\text{O}_2}}{V_{gt}} \cdot 100 = 0,44 \% \\
 (\text{N}_2)_{f_u} &= \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{gt}} \cdot 100 = 70,34 \% \\
 (\text{H}_2\text{O})_{f_u} &= \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{gt}} \cdot 100 = 19,86 \% .
 \end{aligned}
 \tag{3.3.13}$$

Cantitățile de căldură care intră în bilanț sînt :

- căldura dezvoltată prin arderea combustibilului :

$$Q_b = B \cdot H_i \quad [\text{KJ}] \tag{3.3.14}$$

- căldura fizică a aerului de combustie preîncălzit la temperatura medie de 110°C :

$$Q_{f.aer} = \lambda \cdot L_{\text{min.}} \cdot B \cdot i_{\text{aer}} \quad [\text{KJ}] \tag{3.3.15}$$

- căldura fizică a combustibilului :

$$Q_{f.comb.} = B \cdot i_{\text{comb.}} \quad [\text{KJ}] \tag{3.3.16}$$

Cantitățile de căldură rezultate :

- căldura necesară probei, ținînd seama de distribuția cîmpului de temperaturi în material :

$$Q_m = m \cdot c \cdot \Delta t \quad [\text{KJ}] \tag{3.3.17}$$

- căldura acumulată în zidărie se calculează conform [61] , [51] , capacitatea caldică specifică a șamotei RCA 73 depinzînd de temperatură, după relația

$$c = 0,865 + 10^{-4} \cdot t \quad [\text{KJ/Kg} \cdot \text{K}] \tag{3.3.18}$$

avînd caracteristicile :

$$\begin{aligned}
 &- \text{grosimea peretelui} \quad \delta_1 = 124 [\text{mm}] ; \\
 &- \text{conductibilitatea termică} \quad \lambda_1 = 1,32 [\text{W/m K}] \\
 &- \text{densitatea} \quad \rho_1 = 1950 [\text{Kg/m}^3] \\
 &- \text{capacitatea calorică specifică} \quad c_1 = 961 [\text{J/Kg} \cdot \text{K}] .
 \end{aligned}
 \tag{3.3.19}$$

La exterior s-a zidit un perete izolator din diatomită cu următoarele caracteristici :

- grosimea peretelui $\delta_2 = 75$ [mm] ;
- conductibilitatea termică $\lambda_2 = 0,12$ [W/m . K]
- densitatea $\rho_2 = 620$ [Kg/m³] , (3.3.20)
determinată experimental ;
- capacitatea calorică specifică $c_2 = 880$ [J/Kg. K]

Potrivit metodei de calcul a distribuției temperaturii [61] în pereți formați din materiale refractare și izolatoare, se împarte peretele din șamotă în patru straturi :

$$\Delta x_1 = \frac{\delta_1}{4} = 0,031$$
 [m] (3.3.21)

rezultând [58] , [43] :

$$\Delta \tau_1 = \frac{\Delta x_1^2}{2 a_1} = 0,18$$
 [h] (3.3.22)

unde :

$$a_1 = \frac{\lambda_1}{\rho_1 c_1} ,$$
 reprezintă difuzivitatea (3.3.23)

termică [m²/h] a șamotei ,

iar peretele de diatomită în patru straturi

$$\Delta x_2 = \frac{\delta_2}{4} = 0,019$$
 [m] (3.3.24)

rezultând din relația

$$\Delta x_2 = \Delta x_1 \sqrt{\frac{a_2}{a_1}}$$
 (3.3.25)

Astfel, s-a realizat condiția [43] , ca :

$$\Delta \tau_1 = \Delta \tau_2$$
 (3.3.26)

Valorile rezistenței termice pentru șamotă și diatomită sînt

$$r_1 = \frac{x_1}{\lambda_1} = 0,0235$$
 [$\frac{m^2 K}{W}$] și (3.3.27)

$$r_2 = \frac{x_2}{\lambda_2} = 0,1583$$
 [$\frac{m^2 K}{W}$]

iar rezistența termică totală

$$r = r_1 + r_2 = 0,1818 \left[\frac{\text{m}^2\text{K}}{\text{W}} \right] , \quad (3.3.28)$$

astfel că

$$t_{n\Delta\tau, b_2} = \frac{r_2 \cdot t_{n\Delta\tau, 3\Delta x_1} + r_1 \cdot t_{n\Delta\tau, \Delta x_2}}{r_1 + r_2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.3.29)$$

unde $t_{n\Delta\tau, b_2}$ reprezintă temperatura zidăriei în planul de separare dintre peretele de șamotă și cel de diatomită.

După [3, 50, 61], temperatura la momentul $n \cdot \Delta\tau$ a ultimului strat de șamotă este :

$$t_{4\Delta x_1} = 0,8707 t_{3\Delta x_1} + 0,1391 t_{\Delta x_2} , \quad (3.3.30)$$

și a ultimului strat de diatomită

$$t_{4\Delta x_2} = 11,1852 + 0,4444 t_{3\Delta x_2} \quad (3.3.31)$$

Valorile astfel calculate ale distribuției temperaturilor în zidăria cuptorului sînt centralizate în Tabelul 3.3.1 .

Tabelul 3.3.1.

τ [h]	Grosimea zidăriei								
	t_{b1} [$^\circ\text{C}$]	$t_{\Delta x_1}$	$t_{2\Delta x_1}$	$t_{3\Delta x_1}$	$t_{4\Delta x_1}$	$t_{\Delta x_2}$	$t_{2\Delta x_2}$	$t_{3\Delta x_2}$	$t_{4\Delta x_2}$
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
0	20	20	20	20	20	20	20	20	20
0,18	410	20	20	20	20	20	20	20	20
0,36	575	215	20	20	20	20	20	20	20
0,54	660	298	118	20	20	20	20	20	20
0,72	720	389	159	69	20	20	20	20	20
0,90	790	440	229	90	63	20	20	20	20
1,08	820	510	265	146	81	42	20	20	20
1,26	885	543	328	173	133	51	31	20	20
1,44	940	607	358	231	157	82	36	26	20
1,62	992	649	419	258	212	97	54	28	24
1,80	1040	706	454	316	237	133	63	39	29
1,98	1080	747	511	346	278	150	86	46	32
2,16	1110	796	547	395	321	182	98	59	37
2,34	1135	829	596	434	367	210	121	68	41

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2,52	1155	866	632	482	405	244	139	81	47
2,70	1155	894	674	519	451	272	163	93	53
2,88	1155	915	707	563	487	307	183	108	59
3,06	1155	931	739	597	529	335	208	121	65
3,24	1155	947	764	634	563	369	228	137	72
3,42	1155	960	791	664	600	396	253	150	78
3,60	1155	973	812	696	629	427	273	166	85
3,78	1155	984	835	721	661	451	297	179	91
3,96	1155	995	853	748	686	479	315	194	97
4,14	1155	1004	872	770	713	501	337	206	103
4,32	1155	1014	887	793	735	525	354	220	109
4,50	1155	1021	904	811	758	544	373	232	114
4,68	1155	1030	916	831	776	566	388	244	119
4,86	1155	1036	931	846	797	582	405	254	124
5,04	1155	1043	941	864	812	601	418	265	129
5,22	1155	1048	954	877	830	615	433	274	133
5,40	1155	1055	963	892	843	632	445	283	137
5,58	1155	1059	974	903	858	644	458	291	141
5,76	1155	1065	981	916	870	658	468	300	144
5,94	1155	1068	991	926	883	669	479	306	147
6,12	1155	1073	997	937	893	681	488	313	150
6,30	1155	1076	1005	945	904	691	497	319	153
6,48	1155	1080	1011	955	912	701	505	325	156
6,66	1155	1083	1018	962	922	709	513	331	158
6,84	1155	1087	1023	970	929	718	520	336	161
7,02	1155	1089	1029	966	937	725	527	341	163
7,20	1155	1092	1034	983	944	732	533	345	165
7,38	1155	1095	1038	989	951	739	539	349	166
7,56	1155	1097	1042	995	957	745	544	353	168
7,74	1155	1099	1046	1000	963	751	549	356	169
7,92	1155	1101	1050	1005	975	756	554	359	171
8,10	1155	1103	1053	1009	980	761	558	363	173
8,28	1155	1104	1057	1017	984	769	562	366	174
8,46	1155	1106	1062	1023	992	773	568	368	175
8,64	1155	1109	1065	1027	998	780	571	372	177
8,82	1155	1110	1068	1032	1003	785	576	374	178
9,00	1155	1112	1071	1036	1008	790	580	377	179

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
9,18	1155	1113	1074	1040	1012	794	584	380	180
9,36	1155	1115	1078	1043	1016	798	587	382	181
9,54	1155	1116	1079	1047	1019	802	590	384	182
9,72	1155	1117	1082	1049	1023	805	593	386	183
9,90	1155	1119	1083	1053	1025	808	596	388	184
10,08	1155	1119	1086	1054	1029	811	598	390	185
10,26	1155	1121	1087	1058	1031	814	601	392	185
10,44	1155	1121	1090	1059	1035	816	603	393	186
10,62	1155	1123	1090	1063	1036	819	605	395	187
10,80	1155	1123	1093	1065	1040	821	607	396	187
10,98	1155	1124	1094	1067	1042	824	609	397	188
11,16	1155	1125	1096	1068	1044	826	611	399	189
11,34	1155	1126	1097	1070	1045	828	613	400	189
11,52	1155	1127	1098	1071	1047	829	614	401	189
11,70	1155	1127	1099	1073	1048	831	615	402	190
11,88	1155	1127	1100	1074	1050	832	617	403	190
12,06	1155	1128	1101	1075	1051	834	618	404	191
12,24	1155	1128	1102	1076	1052	835	619	405	191
12,42	1155	1129	1102	1077	1053	836	620	405	191
12,60	1155	1129	1103	1078	1054	837	621	406	192
12,78	1155	1129	1104	1079	1055	838	622	407	192
12,96	1155	1130	1104	1080	1056	839	623	407	192
13,14	1155	1130	1105	1080	1057	840	623	408	193

Se constată că atingerea regimului termic staționar are loc după 13,14 ore când zidăria atinge la exterior temperatura de 193° C (față de 187° C măsurată experimental).

Densitatea fluxului termic ce străbate zidăria în regim staționar este :

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (t_{b_1} - t_{4 \Delta x_1}) = 1043 \text{ [W/m}^2 \text{]} \quad (3.3.32)$$

coeficientul de convecție al mantalei cuptorului la mediul ambiant (calculat și în etapa preliminară a calculului zidăriei), fiind :

$$\alpha = \frac{q}{t_{4 \Delta x_2} - t_e} = 7,29 \text{ [W/m}^2 \cdot \text{K]} \quad (3.3.33)$$

Din diagrama din figura 3.3.1. care reprezintă distribuția temperaturii în zidăria cuptorului la momentul terminării încălzirii probei ($\tau = 1,03$ ore) și la momentul intrării zidăriei în regim termic staționar ($\tau = 13,14$ ore), prin integrarea suprafețelor delimitate de curbele de distribuție a temperaturii, va rezulta căldura acumulată de zidărie în cele două momente. Cu linie întreruptă este reprezentată distribuția temperaturii în zidăria clasică, după montarea pereților permeabili.

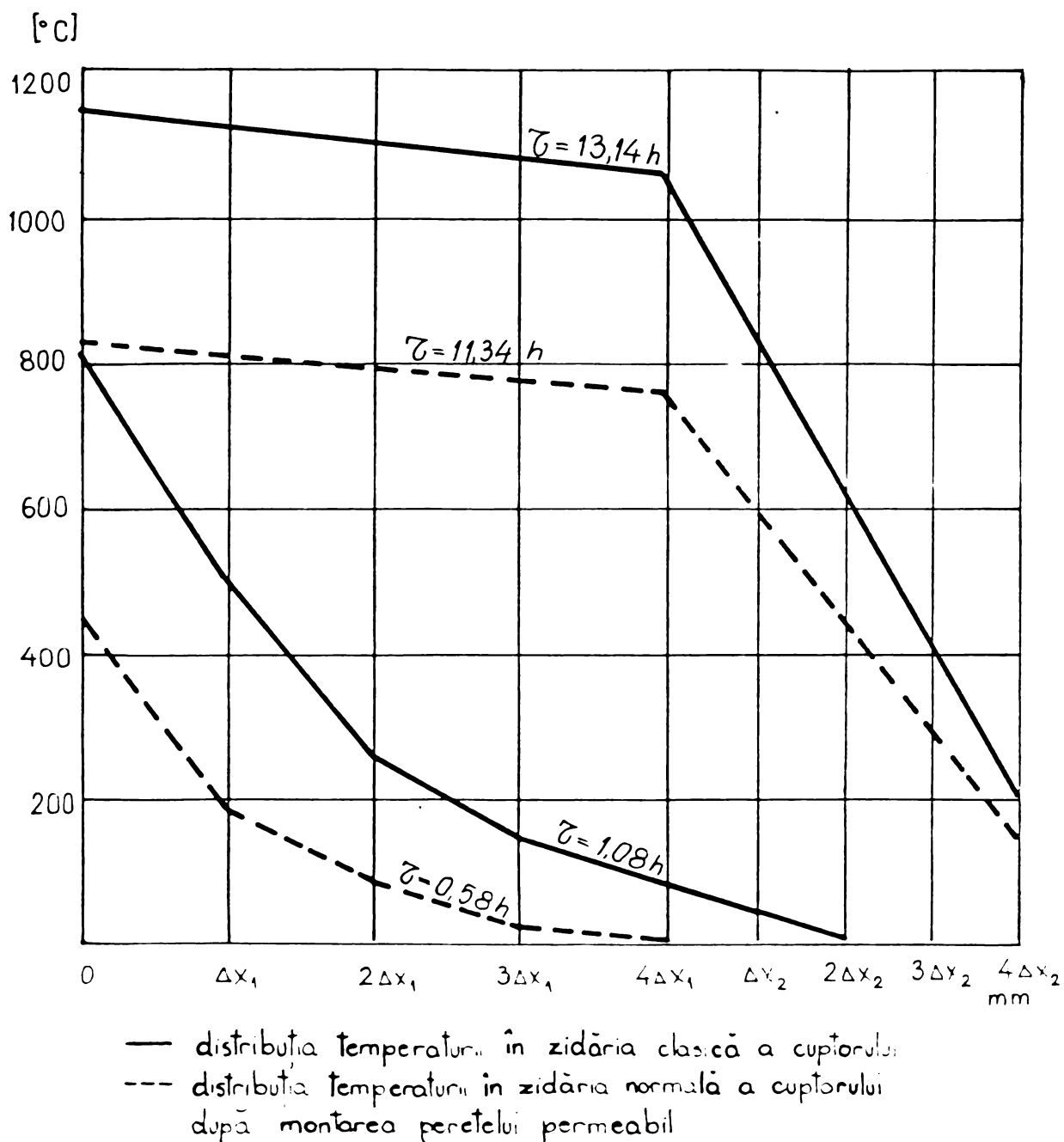


Fig. 3.3.1.

- Căldura acumulată de șamotă se calculează după relația:

$$\Delta x_1 \cdot \rho_1 \cdot c_1 \left(\frac{t_{b_1} + t_{\Delta x_1}}{2} - 20 \right) = Q_{sp,s, \Delta x_1} \text{ [KJ/m}^2\text{]} \quad (3.3.34)$$

$$Q_{sp,s} = \sum_1^4 Q_{sp,s, \Delta x_i} = 67642,9 \text{ [KJ/m}^2\text{]} \quad (3.3.35)$$

iar căldura acumulată în peretele izolator de diatomită

$$\Delta x_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2 \left(\frac{t_{b_2} - t_{\Delta x_2}}{2} - 20 \right) = Q_{sp,d, \Delta x_2} \text{ [KJ/m}^2\text{]} \quad (3.3.36)$$

$$Q_{sp,d} = \sum_1^4 Q_{sp,d, \Delta x_i} = 409 \text{ [KJ/m}^2\text{]} \quad (3.3.37)$$

În conformitate cu metoda elaborată de Heiligenstaedt [64] se va lua în considerare dimensiunea medie a suprafeței zidăriei cup-torului (metoda se aplică la cuptoare mici) ținându-se seama că încălzirea vetrei este mult mai redusă decât a pereților laterali, iar colțurile zidăriei nu au intrat în calculul suprafeței, astfel că suprafața totală de calcul a zidăriei este de 1,90 m².

- Căldura evacuată cu gazele de ardere

$$Q_{sc} = B \cdot I_{sc} \text{ [KJ]} \quad (3.3.38)$$

unde I_{sc} a rezultat din diagrama I-t (fig.2.3.3) pentru gazul natural corespunzător temperaturii medii de ieșire a gazelor arse din cup-tor de 360°C.

- Căldura pierdută prin ardere imperfectă

$$Q_{a,i} = H_{i_{co}} \cdot V_{co} \cdot B \text{ [KJ]} \quad (3.3.39)$$

În conformitate cu parametrii termici măsurători și prezențați în tab.3.3.2, rezultatele calculelor expuse mai sus ce vizează elementele bilanțului termic sînt centralizate în tabelul 3.3.3.

Tabelul 3.3.2.

Timpul [min]	0	10	20	30	40	50	60	62
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Temperatura perete- lui refractar pe fa- ța interioară (zona 1) [°C]	26	330	420	518	580	638	690	700

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Temperatura peretelui refractar pe fața interioară (zona centrală) [°C]	26	435	550	635	710	750	807	815
Temperatura peretelui refractar pe fața interioară (zona 2) [°C]	26	500	600	685	755	800	840	850
Temperatura peretelui refractar pe fața exterioară (zona 1) [°C]	26	50	58	60	62	75	90	95
Temperatura peretelui refractar pe fața exterioară (zona 2) [°C]	26	50	58	65	70	78	95	102
Temperatura probei la suprafață (zona 1) [°C]	26	280	420	570	680	765	825	840
Temperatura probei la suprafață (zona 2) [°C]	26	360	520	670	760	820	895	900
Temperatura probei în centru (zona 1,2) [°C]	26	225	400	565	675	730	810	825
Temperatura gazelor arse la ieșirea din cuptor [°C]	26	210	310	380	420	470	510	530
Temperatura gazelor arse la ieșirea din recuperator [°C]	26	90	140	210	230	270	300	310
Temperatura în cuptor [°C]	26	710	780	825	880	900	920	935
Temperatura aerului preîncălzit [°C]	26	43	70	111	133	165	190	196
Debit gaz natural [m ³ /h]	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50	4,50
Încărcarea termică [kW/m ³]								331,00

Tabel 3.3.3

Mărimea	[KJ]	[%]
Căldura dezvoltată prin arderea combustibilului.	166.250,1	96,18
Căldura fizică a aerului de combustie.	6.447,8	3,73
Căldura fizică a combustibilului.	153,5	0,09
Total căldură intrată.	172.851,4	100
Căldură necesară probei.	16.123,5	9,32
Căldura acumulată în zidărie.	129.298,8	74,81
Căldura evacuată cu gazele de ardere.	26.889,3	15,56
Căldura pierdută prin ardere imperfectă.	516,2	0,29
Total căldură ieșită.	172.827,8	99,987
Eroare de bilanț.	23,6	0,013

3.4. Bilanțul termic al cuptorului cu zidărie permeabilă

Intocmirea bilanțului termic al cuptorului cu zidărie permeabilă a urmărit același procedeu ca și pentru bilanțul termic al funcționării cuptorului cu zidărie normală (3.3).

Avînd însă în vedere, dimensiunile reduse ale camerei de lucru $V = 0,135 \text{ m}^3$, volumul ocupat de zidărie refractară permeabilă care ecranează pereții laterali și bolta, nu poate fi neglijat, spațiul efectiv de lucru al cuptorului reducîndu-se la:

$$V = 0,1270 \text{ m}^3 \text{ pentru zidărie permeabilă cu orificii } \phi 4 \text{ mm} \quad (3.4.1)$$

și $V = 0,1264 \text{ m}^3$ pentru zidărie permeabilă cu orificii $\phi 10 \text{ mm}$

Cercetările experimentale au fost conduse în ideea constanței încărcării termice a spațiului de lucru al cuptorului pentru cele două variante constructive de funcționare.

Experimentările au vizat șase regimuri de încărcare termică a cuptorului cu diferite valori ale excesului de aer λ , pentru ambele

variante de zidărie. Pentru exemplificare s-a întocmit bilanțul pentru funcționarea cuptorului la o încărcare termică de 331 kW/m^3 , în tabelul 3.4.1 fiind centralizate valorile încărcărilor termice și debitele de gaz natural echivalente pentru fiecare tip de zidărie.

Tabel 3.4.11

Încărcarea termică [KW/m^3]	Debit de gaz natural pentru zidărie normală [$\text{m}^3\text{N/h}$]	Debit de gaz natural pentru zidărie permeabilă [$\text{m}^3\text{N/h}$]
183,89	2,5	2,35
220,67	3,0	2,82
257,45	3,5	3,29
294,23	4,0	3,76
331,00	4,5	4,23
367,78	5,0	4,70

Calculul bilanțului masic al arderii este identic calculului pentru funcționarea cuptorului cu zidărie normală.

Astfel, arderea a avut loc cu un coeficient al excesului de aer $\lambda = 1,0$:

$$L = \lambda \cdot L_{\min} = 9,5285[\text{m}^3\text{N/m}^3\text{N}_c] \quad (3.4.3)$$

și volumul produselor de ardere (v.cap.2), rezultând din analiza chimică a gazelor arse

$$\begin{aligned} (\text{CO}_2)_f &= 11,75\% \\ (\text{CO})_f &= 0,00\% \\ (\text{O}_2)_f &= 0,00\% \end{aligned} \quad (3.4.4)$$

din care rezultă că punctul figurativ al arderii coincide cu $(\text{CO}_2)_{f\max}$ (v.fig.2.3.2), este

$$V_{\text{CO}_2} = 0,9873 + 2 \cdot 0,0091 = 1,0055[\text{m}^3\text{N/m}^3\text{N}_c]$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot \lambda \cdot L_{\min} + (\text{N}_2)_c = 7,5505[\text{m}^3\text{N/m}^3\text{N}_c]$$

$$V_{\text{O}_2} = V_{\text{CO}} = 0,00[\text{m}^3\text{N/m}^3\text{N}_c]$$

$$V_{\text{cu}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{N}_2} = 8,5560[\text{m}^3\text{N/m}^3\text{N}_c] \quad (3.4.5)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 2,1155[\text{m}^3\text{N/m}^3\text{N}_c] \quad (3.4.6)$$

și volumul total al gazelor de ardere:

$$V_{gt} = V_{gu} + V_{H_2O} = 10,6715 [m^3N/m^3N_c] \quad (3.4.7)$$

Compoziția volumetrică a gazelor de ardere este

$$(CO_2)_{f_u} = \frac{V_{CO_2}}{V_{gt}} \cdot 100 = 9,43\%$$

$$(O_2)_{f_u} = \frac{V_{O_2}}{V_{gt}} \cdot 100 = 0,00\%$$

$$(CO)_{f_u} = \frac{V_{CO}}{V_{gt}} \cdot 100 = 0,00\% \quad (3.4.8)$$

$$(N_2)_{f_u} = \frac{V_{N_2}}{V_{gt}} \cdot 100 = 70,75\%$$

$$(H_2O)_{f_u} = \frac{V_{H_2O}}{V_{gt}} \cdot 100 = 19,82\%$$

Potrivit tabelului de măsurători (3.4.1) și relațiilor (3.3.17-3.3.25) s-a întocmit bilanțul termic al funcționării cuptorului cu zidărie permeabilă (tab.3.4.3).

Distribuția temperaturii în zidăria normală a cuptorului este reprezentată în diagrama din fig.3.3.1 (cu linie întreruptă) ridicată conform datelor din tabelul 3.4.3, cu distribuția temperaturii în zidărie.

Experimentările de laborator cuprind 74 cicluri de încălziri avînd parametrii termodinamici de bază înregistrați pe diagrame concomitent cu notarea lor în tabele de măsurători în care sînt cuprinse și valorile pierderilor de presiune a aerului în recuperator, presiunea aerului la arzător, presiunea gazului natural amonte de diafragmă și presiunea aerului amonte de diafragmă (pentru calcularea corecțiilor de debit) precum și căderile de presiune pe diafragmele de gaz, aer și gaze arse.

Din numărul total al ciclurilor de încălzire cîte două cicluri au fost afectate pentru verificarea perioadei de atingere a regimului termic staționar la fiecare tip de zidărie, restul încercărilor au făcut obiectul stabilirii comportării fiecărui tip de zidărie

Tabelul 3.4.1

Timpul [min]	0	5	11	15	20	30	35
Temperatura peretelui permeabil pe fața interioară (în zona dinspre arzător) (zona 1) [°C]	18	465	755	850	910	985	1020
Temperatura peretelui permeabil pe fața interioară în zona dinspre ușă (zona 2) [°C]	18	570	760	818	867	959	995
Temperatura peretelui permeabil pe fața exterioară în zona dinspre arzător [°C]	18	145	400	538	608	700	735
Temperatura peretelui permeabil pe fața exterioară în zona dinspre ușă [°C]	18	140	355	465	555	670	695
Temperatura peretelui normal pe fața interioară (zona 1) [°C]	18	48	142	210	275	390	455
Temperatura peretelui normal pe fața interioară (zona 2) [°C]	18	45	130	195	255	360	410
Temperatura probei la suprafață (zona 1) [°C]	18	245	450	565	665	825	908
Temperatura probei la suprafață (zona 2) [°C]	18	260	425	520	618	790	875
Temperatura probei în centru (zona 1,2) [°C]	18	180	355	470	578	775	853
Temperatura gazelor arse la ieșire din cuptor [°C]	18	40	60	110	145	205	245
Temperatura gazelor arse la ieșirea din recuperator [°C]	18	30	40	70	90	125	150

Tabel 3.4.1 - continuare

Timpul [min]	0	5	11	15	20	30	35
Temperatura în cuptor [°C]	18	260	960	1000	1050	1130	1165
Temperatură aer preîncăl- zi [°C]	18	23	27	35	42	69	83
Debit gaz natural [m ³ N/h]	4,23	4,23	4,23	4,23	4,23	4,23	4,23
Încărcarea termică [KW/m ³]		331,0					

Tabel 3.4.2

τ [h]	Peretele din șamotă					Peretele din diatomită			
	t_b [°C]	$t_{\Delta x_1}$	$t_{2-\bar{x}_1}$	$t_{3-\bar{x}_1}$	$t_{4-\Delta x_1}$	$t_{\Delta x_2}$	$t_{2-\Delta x_2}$	$t_{3-\bar{x}_2}$	$t_{4-\bar{x}_2}$
0,18	244	20							
0,36	352	132	20						
0,54	424	186	76	20					
0,72	488	250	103	48	20				
0,90	540	296	149	62	50	20			
1,08	580	345	179	103	95	38	20		
1,26	616	380	224	137	127	57	29	20	
1,44	656	420	258	175	164	78	39	25	20
1,62	688	457	298	211	198	101	52	29	24
1,80	716	493	334	248	233	125	65	38	28
1,98	740	525	371	284	268	149	81	47	32
2,16	760	556	405	319	302	174	98	57	36
2,34	778	583	437	353	335	200	116	67	41
2,52	796	608	468	386	368	226	134	78	46
2,70	806	632	497	418	399	251	152	90	51
2,88	812	652	525	448	428	275	170	101	56
3,06	816	669	550	477	457	299	188	113	61
3,24	820	683	573	503	483	322	206	125	67
3,42	820	697	593	528	508	345	224	137	72
3,60	820	707	612	551	530	366	241	148	77
3,78	820	716	629	571	551	386	257	159	82
3,96	820	725	644	590	570	404	272	169	86
4,14	820	732	657	607	587	421	287	179	91

Tabel 3.4.2 - continuare

τ [h]	Peretele din șamotă					Peretele din diatomită			
	t_b [°C]	$t_{\Delta x_1}$	$t_{2\Delta x_1}$	$t_{3\Delta x_1}$	$t_{4\Delta x_1}$	$t_{\Delta x_2}$	$t_{2\Delta x_2}$	$t_{3\Delta x_2}$	$t_{4\Delta x_2}$
4,32	820	739	670	622	603	437	300	189	95
4,50	820	745	680	636	617	451	313	197	99
6,68	820	750	691	649	630	465	324	206	103
4,86	820	756	700	660	641	477	335	214	106
5,04	820	760	708	670	652	488	345	221	109
5,22	820	764	715	680	661	498	355	227	112
5,40	820	768	722	688	670	508	363	233	115
5,58	820	771	728	696	678	516	371	239	117
5,76	820	774	734	703	685	524	378	244	120
5,94	820	777	739	709	692	532	384	249	122
6,12	820	780	743	715	698	538	390	253	124
6,30	820	782	747	721	703	544	395	257	125
6,48	820	784	751	725	708	549	400	260	127
6,66	820	786	754	730	713	554	405	264	128
6,84	820	787	758	734	717	559	409	266	130
7,02	820	789	761	737	721	563	412	269	131
7,20	820	791	763	741	724	566	416	272	132
7,38	820	792	766	744	727	570	419	274	133
7,56	820	793	768	746	730	573	422	276	134
7,74	820	794	770	749	732	576	424	278	135
7,92	820	795	772	751	734	578	427	280	135
8,10	820	796	773	753	736	581	429	281	136
8,28	820	797	775	755	738	583	431	283	137
8,46	820	798	776	756	740	585	433	284	137
8,64	820	798	777	758	742	587	434	285	138
8,82	820	799	778	759	743	588	436	286	138
9,00	820	799	779	761	744	590	437	287	139
9,18	820	800	780	761	745	591	438	288	139
9,36	820	800	780	763	746	592	439	289	139
9,54	820	800	782	763	747	593	440	289	140
9,72	820	801	782	764	748	594	441	290	140
9,90	820	801	783	765	749	595	442	290	140
10,08	820	802	783	766	750	595	442	291	140
10,26	820	802	784	767	750	596	443	291	141
10,44	820	802	785	767	751	597	443	292	141

Tabel 3.4.2 - continuare

τ [h]	Peretele din șamotă					Peretele din diatomită			
	t_b [°C]	$t_{\Delta x_1}$	$t_{2\Delta x_1}$	$t_{3\Delta x_1}$	$t_{4\Delta x_1}$	$t_{\Delta x_2}$	$t_{2\Delta x_2}$	$t_{3\Delta x_2}$	$t_{4\Delta x_2}$
10,62	820	803	785	768	752	597	444	292	141
10,80	820	803	785	768	752	598	444	293	141
10,98	820	803	785	769	753	598	445	293	141
11,16	820	803	786	769	753	599	446	293	141
11,34	820	803	786	769	754	600	446	293	142

Tabel 3.4.3

Mărimea	[KJ]	[%]
Căldura dezvoltată prin arderea combustibilului.	88219,8	98,07
Căldura fizică a aerului de combustie.	1650,4	1,83
Căldura fizică a combustibilului.	81,4	0,10
Total căldură intrată.	89954,6	100,0
Căldura necesară probei.	16123,5	18,02
Căldura acumulată în zidărie (perete normal+perete permeabil).	49932,4 - 19141,8 = =69074	77,18
Căldura evacuată cu gazele de ardere.	4295,84	4,80
Căldura pierdută prin ardere imperfectă.	0,00	0,00
Total căldură ieșită.	89493,34	99,50
Eroare de bilanț.	461,26	0,5%

permeabilă (3 variante) și a zidăriei clasice a cuptorului. Probele de încălzire au fost semifabricate laminate ϕ 80 x 250 mm și ϕ 100 x 290 mm din oțel aliat OSC pregătite pentru măsurarea temperaturii pe suprafețe în cele trei zone ale cuptorului: zona 1 corespunzând cu prima treime din spațiul de lucru al cuptorului dinspre arzător, zona centrală și zona 3 ce corespunde celei de-a treia zone din spațiul de lucru, în vecinătatea peretelui anterior al zidăriei.

Încălzirile probei ϕ 100 x 290 în cuptorul cu zidărie normală au vizat influența excesului de aer de ardere asupra vitezei de în-

călzire a materialului pînă la 900°C pe suprafața acestuia în condițiile creșterii indicelui de oxidabilitate la diferite încărcări termice ale spațiului de lucru.

În diagrama din fig.3.4.1 este reprezentată variația vitezei de încălzire a probei la o încărcare termică de 331 kW/m^3 pentru valori ale coeficientului excesului de aer $\lambda = 0,9$, $\lambda = 1,0$ și $\lambda = 1,2$. Se observă că odată cu creșterea indicelui de oxidabilitate ($\lambda = 1,2$), timpul de încălzire, pierderea prin oxizi și consumul specific de combustibil cresc iar pentru o atmosferă reducătoare ($\lambda = 0,9$), consumul specific de combustibil crește în raport cu o încălzire optimă, în atmosferă neutră cînd $\lambda = 1,0$.

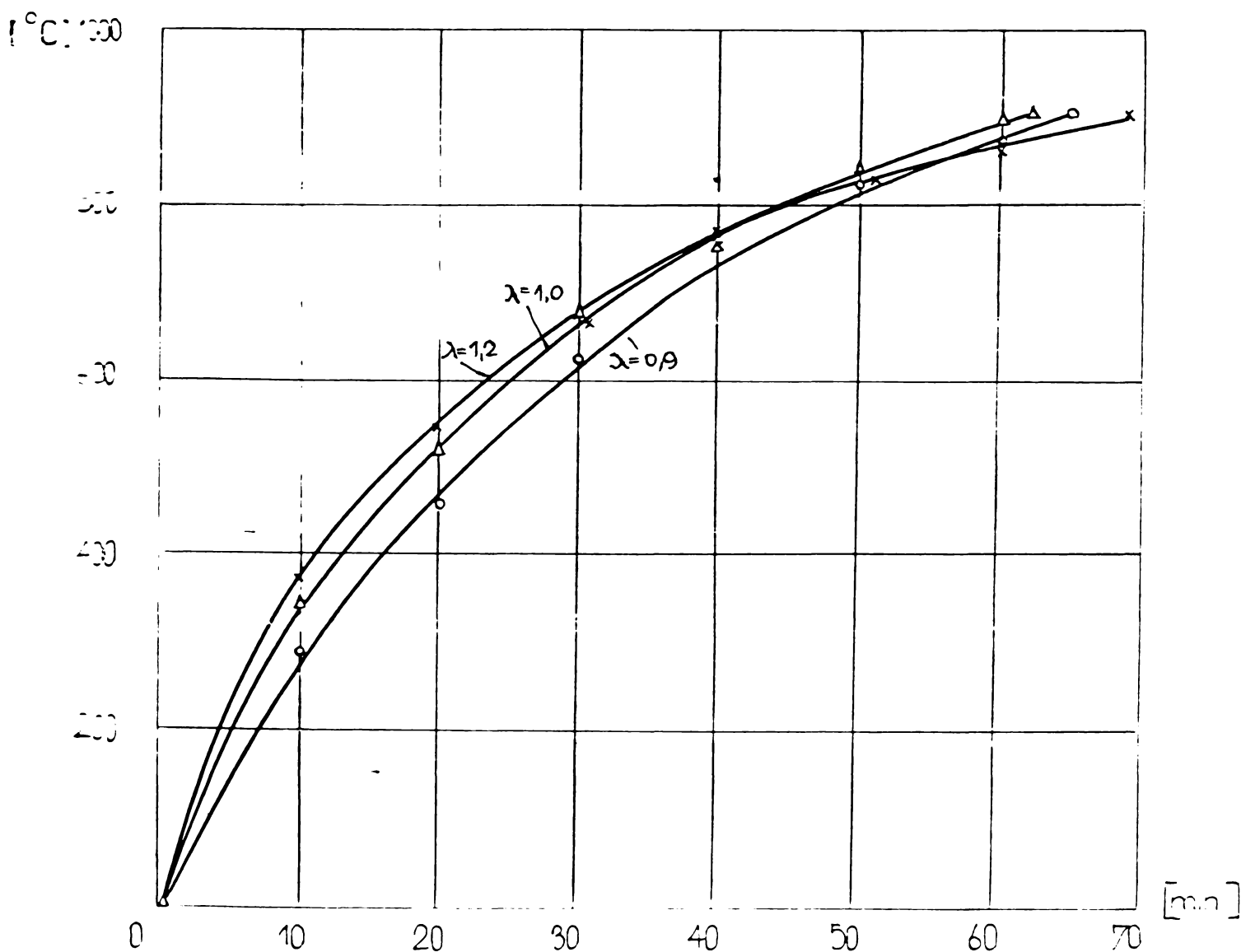


Fig.3.4.1

○ $\lambda = 0,9$; △ $\lambda = 1,0$; × $\lambda = 1,2$.

Diagrama din fig.3.4.2 reprezintă variația vitezei de încălzire a materialului pentru cele cinci încărcări termice ale spațiului de lucru a cuptorului la arderea combustibilului cu excesul de aer $\lambda = 1,0$. Se remarcă, conform calculului vitezei maxime admisibile

de încălzire, că viteza maximă obținută pentru încălzirea probei la o încărcare termică de 368 KW/m^3 este inferioară valorii maxime admisibile.

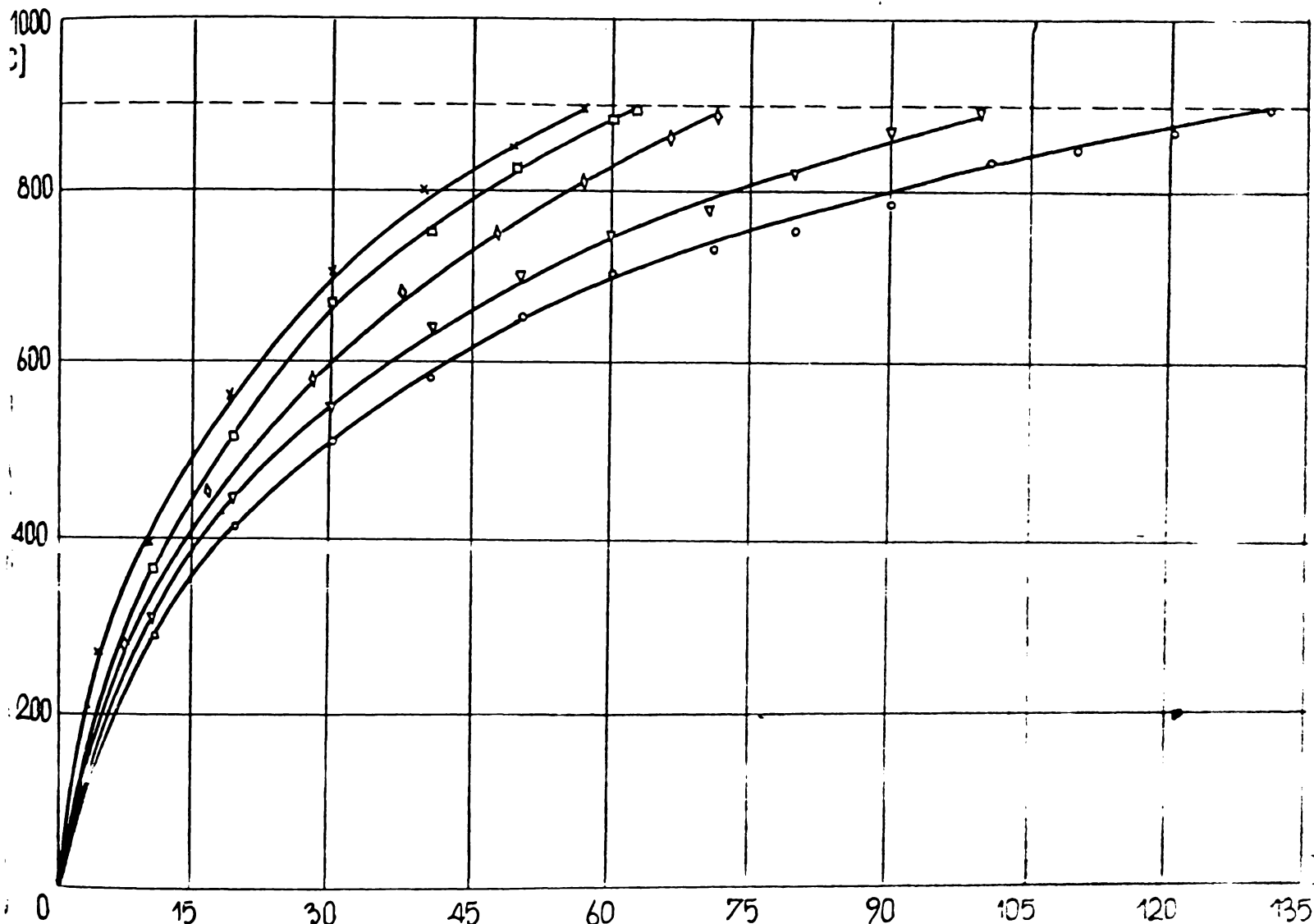


Fig.3.4.2

Viteza de încălzire a materialului, cu zidărie normală

- 221 KW/m^3 ◇ 294 KW/m^3 × 368 KW/m^3
- ▽ 257 KW/m^3 □ 331 KW/m^3

Valorile temperaturilor peretelui refractar în cele trei zone, pentru încărcarea termică de 331 KW/m^3 sînt reprezentate în diagrama din fig.3.4.3, unde se observă o diferență a temperaturilor zonale destul de accentuată ca urmare a degajării termice a flăcilor [39] cu pondere în zona 2. Din aceste motive și gradul de neuniformitate a încălzirii probei a fost destul de pronunțat, apărînd diferențe de temperatură pe suprafață, de la o zonă la alta.

Modificarea zidăriei cuptorului a constat din montarea în fața pereților laterali și a bolții a unui ecran refractar permițînd la gaze (fig.3.4.4), prin orificiile cărui gazele arse vor trebui să ajungă la cele două canale de fum (2, fig.3.4.4).

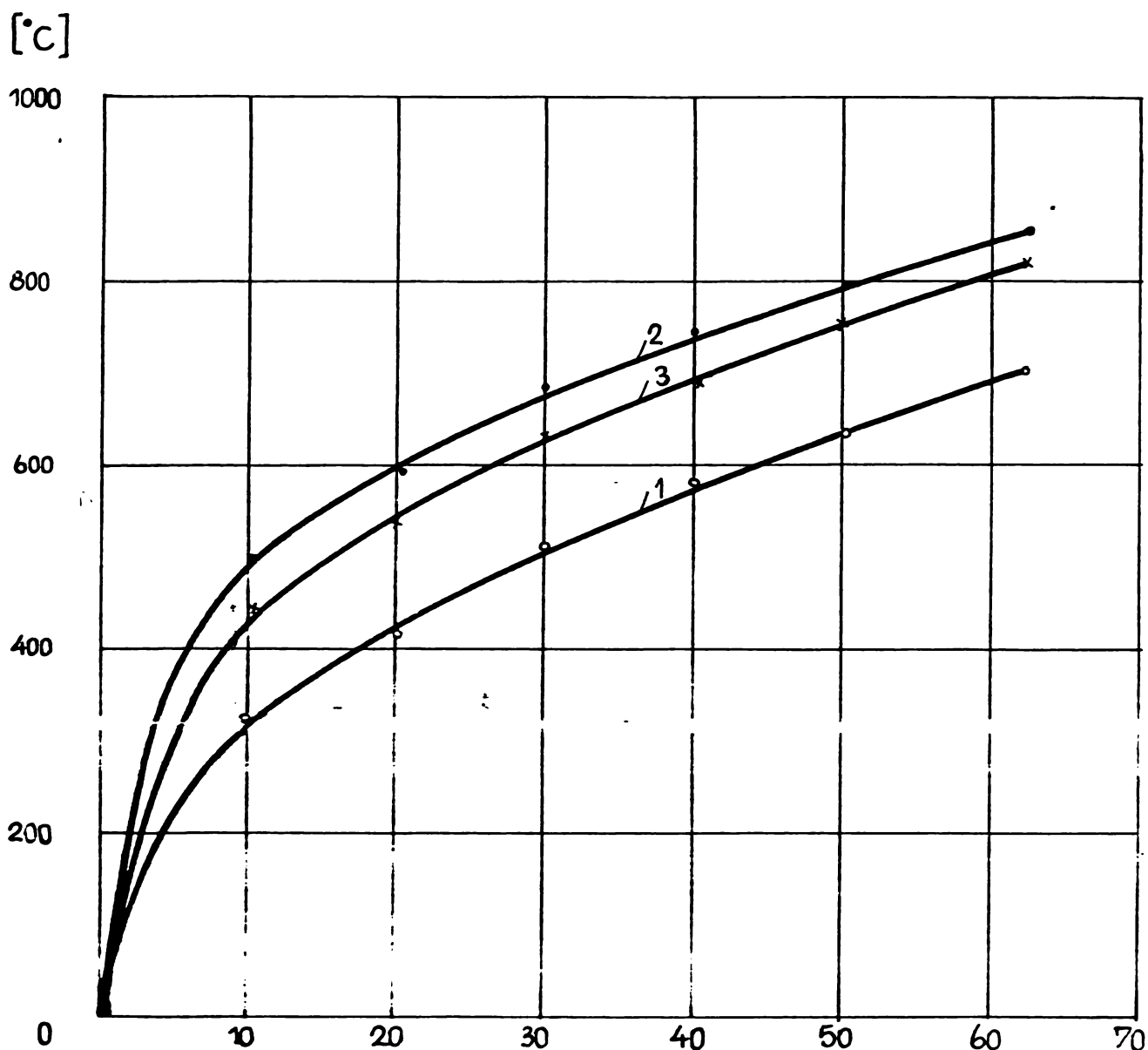


Fig.3.4.3 - Variația temperaturii zidăriei normale pe cele 3 zone pentru încălzirea termică de 331 kW/m^3 .

○ zona 1; × zona centrală; • zona 2

Peretele permeabil este format din cărămizi refractare RCA 73 de format standardizat (250 x 125 x 35) și (250 x 125 x 65) care prin tehnologia de fabricare (produs al I.P.R.Baru) au fost prevăzute cu 250 orificii $\phi 4 \text{ mm}$ sau 50 orificii $\phi 10 \text{ mm}$, fiecare cărămidă (fig.3.4.5).

Intregul ecran este format din 12 asemenea cărămizi montate pe fața 125 x 35 mm respectiv 125 x 65 mm, legătura între ele realizându-se cu mortar din șamotă.

Măsurarea temperaturii peretelui permeabil s-a efectuat în patru puncte, pe fața interioară și exterioară cu ajutorul termocupurilor.

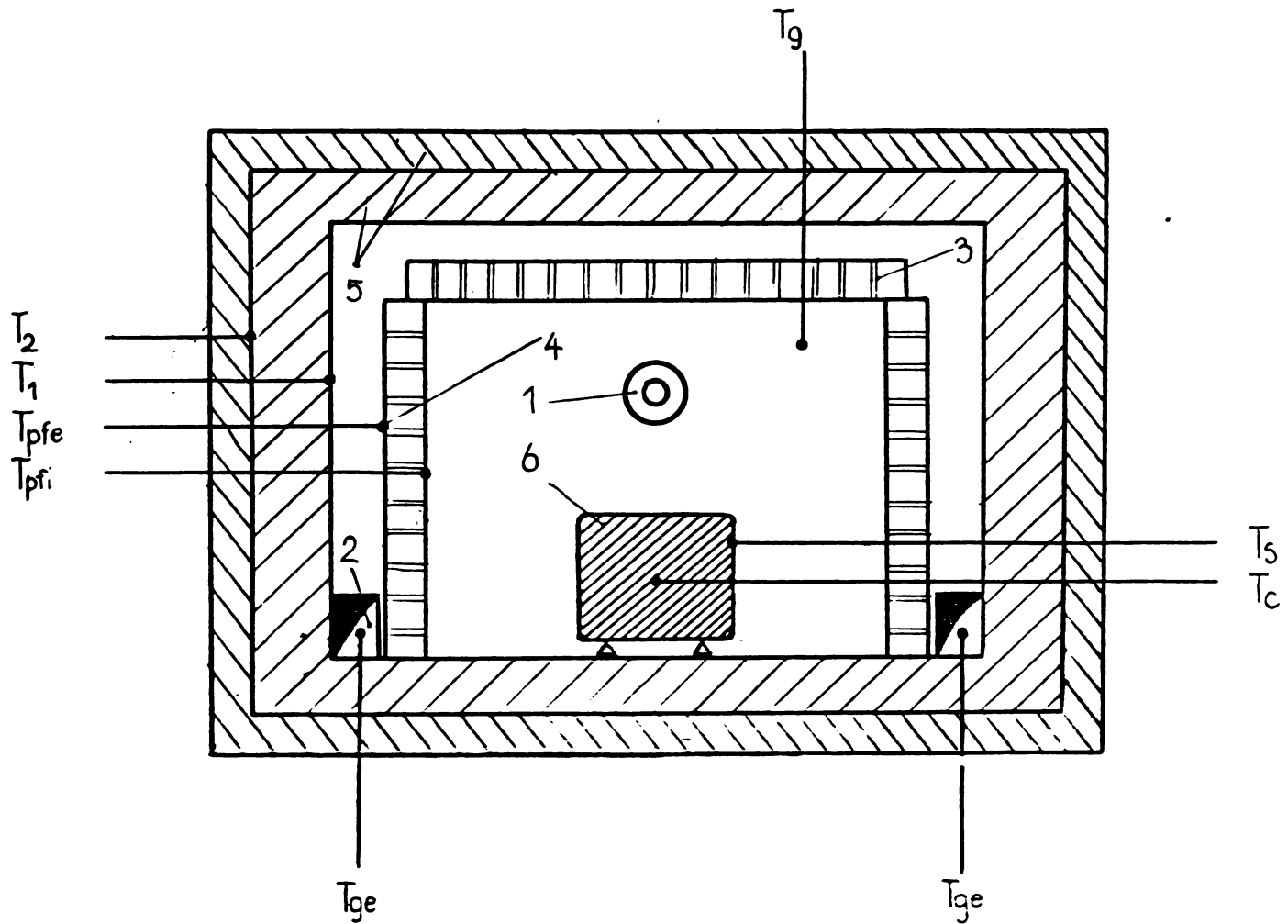


Fig.3.4.4. - Secțiune transversală în cuptor
1-arzător; 2-canale de fum; 3-zidărie permeabilă;
4-termoelemente; 5-zidărie clasică; 6-proba 100 x
x 100 x 290 mm; T_1, T_2 -punctele de măsurare a tem-
peraturii peretelui normal; T_{pfe}, T_{pfi} -punctele de
măsurare a temperaturii peretelui permeabil;
 T_{ge} -punctul de măsurare a temperaturii gazelor de
ardere evacuate din cuptor; T_s, T_c -punctele de mă-
surare a temperaturii probei.

In fotografia din fig.3.4.6. se observă canalele prin care au fost introduse termocuplele pentru măsurarea temperaturii pe-
retelui permeabil și a probei pe suprafața laterală și în cen-
tru.

S-a studiat comportarea funcționării cuptorului cu zidărie
permeabilă utilizând cele trei variante de cărămizi:

- cărămidă RCA73 250x125x65 cu 50 orificii/buc, \varnothing 10 mm
- cărămidă RCA73 250x125x35 cu 50 orificii/buc, \varnothing 10 mm
- cărămidă RCA73 250x125x35 cu 250 orificii/buc, \varnothing 4 mm

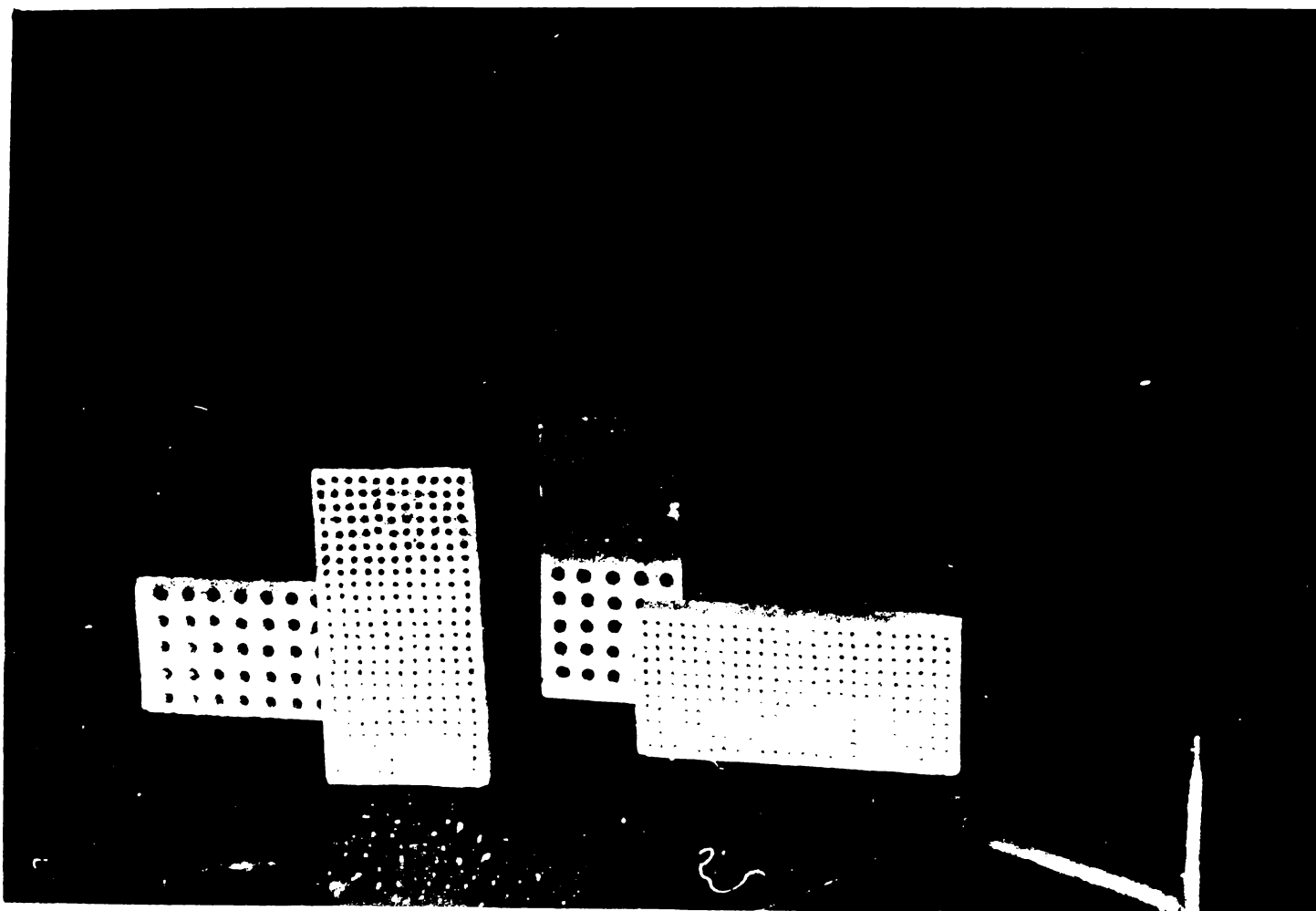


Fig.3.4.5

- 1- cărămidă permeabilă 250 x 125 x 35 ϕ 4 mm
- 2- cărămidă permeabilă 250 x 125 x 35 ϕ 10 mm
- 3- cărămidă permeabilă 250 x 125 x 65 ϕ 10 mm

Interpretarea rezultatelor cercetării de laborator se axează în principal asupra comportării ultimelor două tipuri de cărămizi permeabile la care gazodinamica prezintă aspecte diferențiate.

Referitor la comportarea celor două tipuri de zidării permeabile (ϕ 4 și ϕ 10 mm) se poate afirma că odată cu mărirea numărului de orificii concomitent cu reducerea diametrului, fără modificarea secțiunii echivalente de trecere a gazelor arse, efectul radiant al zidăriei permeabile se amplifică prin creșterea temperaturii.

În tabelul 3.4.4 se redau valorile calculate ale vitezei medii a gazelor prin orificii, vîscozității cinematice și cifrei Reynolds la o încărcare termică a cuptorului de 331 KW/m³.



Fig.3.4.6 -

- 1- arzător
- 2- canalul (stîng) de evacuare a gazelor de ardere
- 3- deschiderea ușii cuptorului
- 4- tijă de termocuplă

Tabel 3.4.4

Tipul zidăriei	W[m/s]	$\nu [\frac{m^2}{s}] \cdot 10^6$	Re	Pr	L[m]	Pr _p	Nu	α [W/m ² K]
perete permeabil Ø10	0,4461	163,23	27,33	0,714	0,035	0,698	4,116	33,21
perete permeabil Ø4	0,4461	179,45	9,96	0,717	0,035	0,706	3,699	74,64

In ultima rubrică sînt trecute valorile coeficientului α de convectie al gazelor arse [11] prin canalele din cărămizile permeabile conform relației (3.4.9):

$$Nu = \sqrt[3]{3,66^3 + 1,61^3} Re Pr di/L \left(\frac{Pr}{Pr_p} \right)^{0,11} \quad (3.4.9)$$

Din analiza acestor valori rezultă că pentru aceeași viteză a gazelor arse prin orificii, coeficientul de schimb prin convecție este mult mai mare în cazul peretelui permeabil cu orificii $\varnothing 4$ mm.

Sub această valoare a diametrului orificiilor pierderile de presiune cresc foarte mult iar în cazul cuptoarelor de încălzire și tratament care în majoritate funcționează cu tiraj natural sau cu evacuarea gazelor arse prin sisteme cu ejecție, suplimentarea peste valoarea maximă a pierderilor hidraulice duce la înrăutățirea tirajului, a creșterii presiunii în cuptor, implicit crescând mult pierderile de căldură prin neetanșeități și răbufniri de flacără.

Evacuarea gazelor arse la cuptorul cu care s-au efectuat cercetările s-a asigurat cu un exhaustor reglat pe admisie, putându-se măsura precis modificarea rezistenței hidraulice a peretelui permeabil prin măsurarea directă a depresiunii pe conducta de evacuare a gazelor arse între cuptor și aspirația exhaustorului. Pierderile hidraulice în peretele permeabil se situează în limita valorilor de $0,018 - 0,024 \text{ daN/m}^2$ pentru peretele permeabil cu orificii $\varnothing 10$ mm și $0,124 - 0,162 \text{ daN/m}^2$ pentru peretele permeabil cu orificii $\varnothing 4$ mm.

În fig. 3.4.7 și 3.4.8 sînt reprezentate curbele de încălzire pentru proba de OSC $100 \times 100 \times 290$ mm în condițiile funcționării cuptorului cu zidărie permeabilă $\varnothing 10$ respectiv $\varnothing 4$ mm, pentru șase regimuri termice ale spațiului de lucru al cuptorului.

Din ambele figuri reiese evident că viteza de încălzire a materialului crește odată cu intensificarea regimului termic, dar pînă la valori situate sub cele maxime admisibile.

Din compararea celor două diagrame de încălzire rezultă că zidăria permeabilă cu orificii $\varnothing 4$ se recuperează o cantitate mai mare de căldură din gazele arse comparativ cu zidăria permeabilă cu orificii $\varnothing 10$ mm, ceea ce se materializează printr-o viteză sporită de încălzire a materialului. Astfel dacă pentru regimul de încălzire termică de 331 kW/m^3 timpul de încălzire a probei pînă la 900°C este de 44 minute cînd cuptorul avea montată zidăria permeabilă $\varnothing 10$ mm, prin reducerea diametrului orificiilor la $\varnothing 4$ mm și creșterea numărului lor, astfel ca viteza gazelor prin orificii să rămîină constantă, timpul de încălzire este de 35 minute.

Explicația constă în amplificarea schimbului termic dintre gazele arse și peretele permeabil (tabel 3.4.4), rezultînd o încăl-

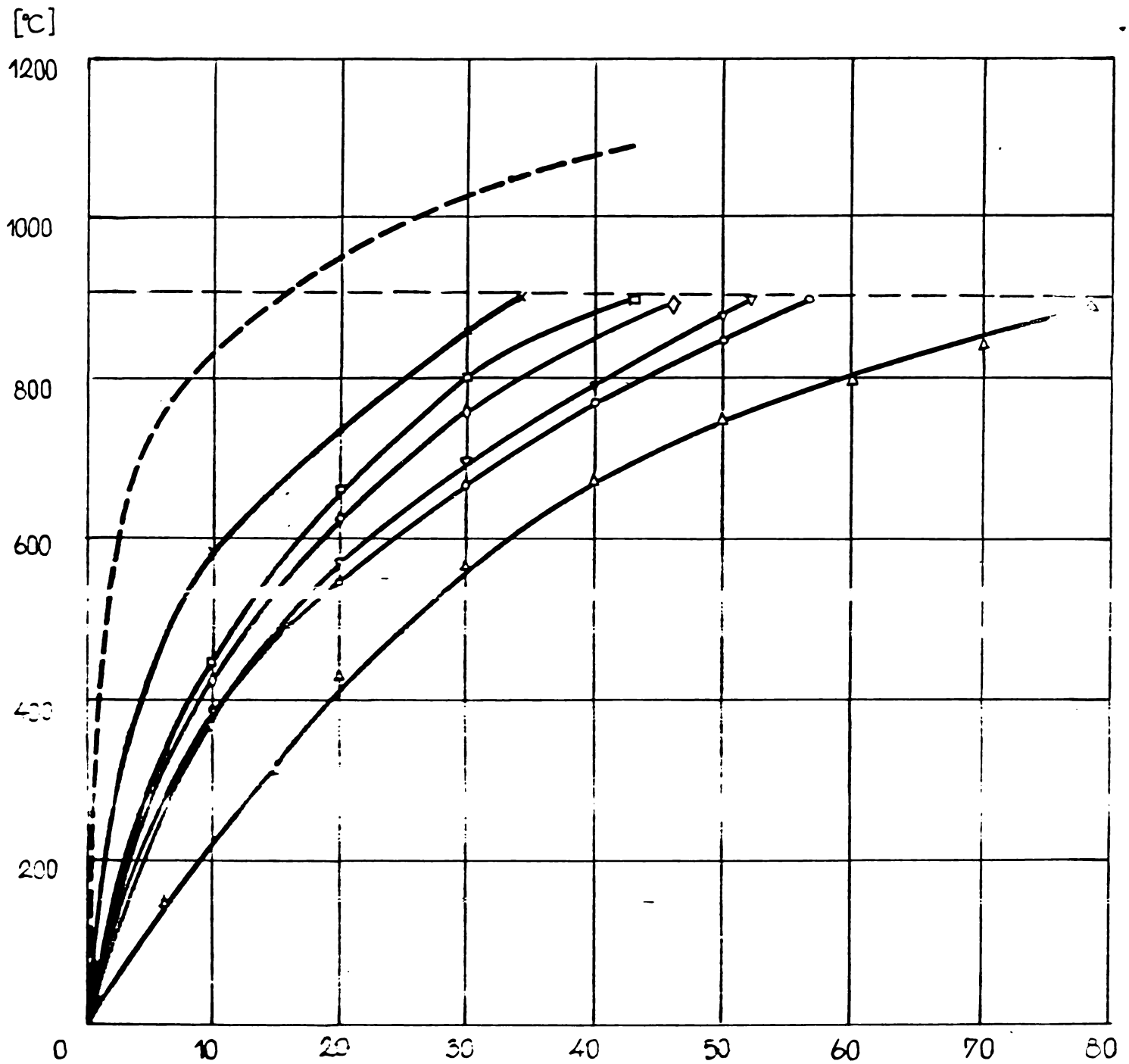


Fig.3.4.7 - Viteza de încălzire a materialului cu zidărie permeabilă Ø 10.

- Δ încărcare termică 184 [kW/m³]
- încărcare termică 221 [kW/m³]
- ▽ încărcare termică 257 [kW/m³]
- ◇ încărcare termică 294 [kW/m³]
- ◻ încărcare termică 331 [kW/m³]
- × încărcare termică 364 [kW/m³]
- temperatura în cuptor pentru încărcarea termică de 331 [kW/m³]

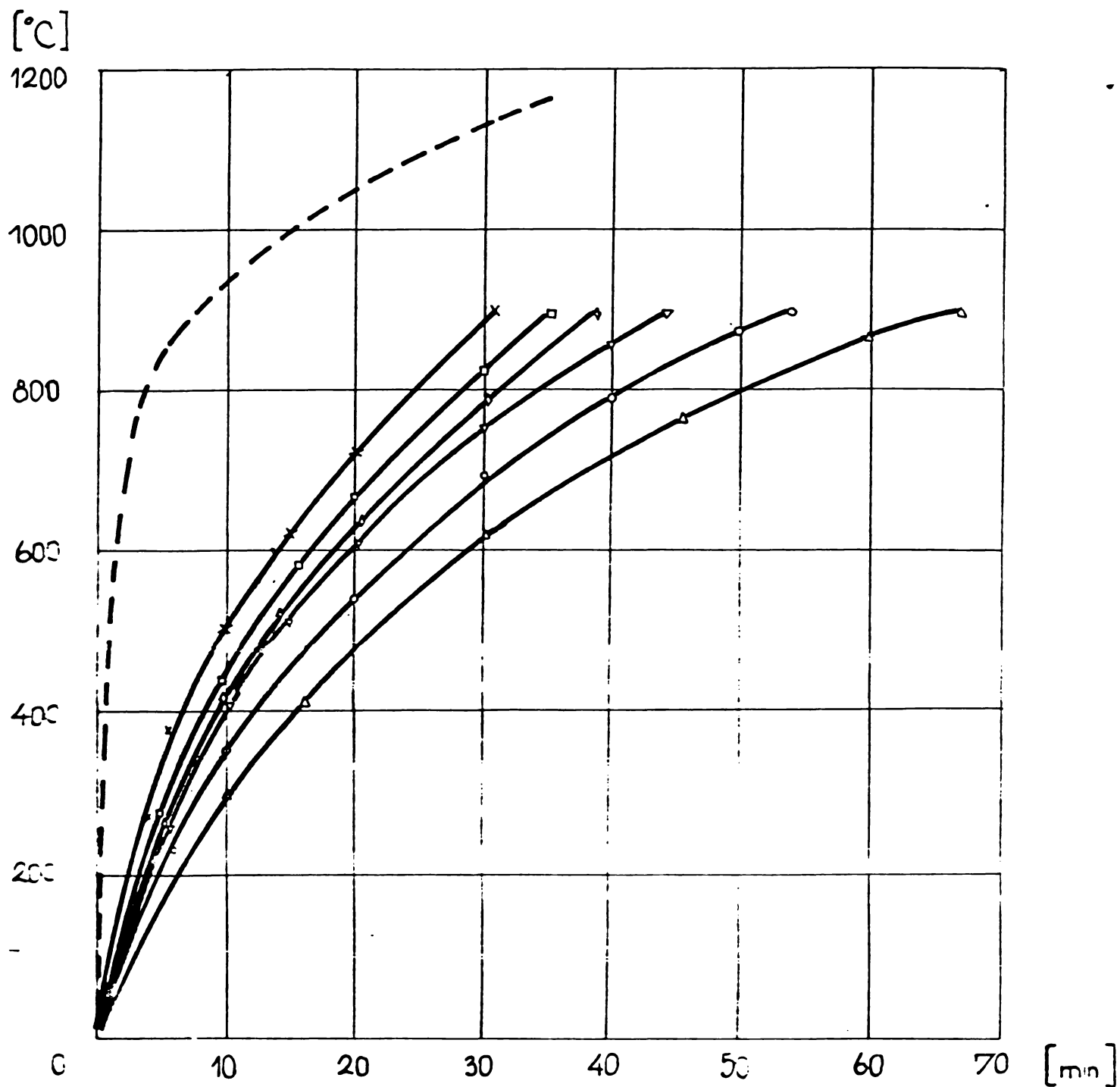
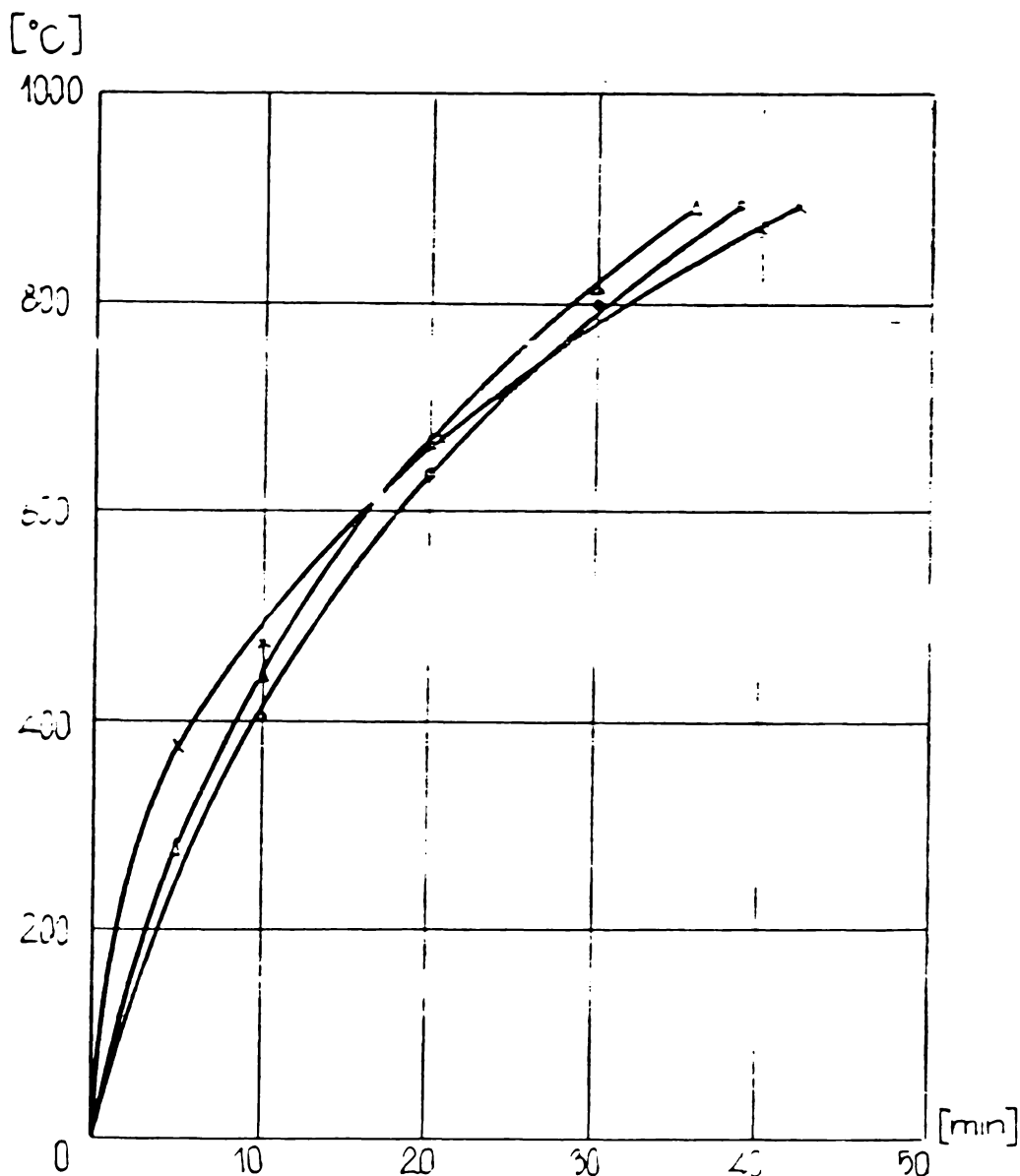


Fig.3.4.8 - Viteza de încălzire a materialului cu zidărie permeabilă Ø 4 .

- △ încărcare termică 184 [KW/m³]
- încărcarea termică 221 [KW/m³]
- ▽ încărcarea termică 257 [KW/m³]
- ◇ încărcarea termică 294 [KW/m³]
- ◻ încărcarea termică 331 [KW/m³]
- × încărcarea termică 368 [KW/m³]
- temperatura în cuptor pentru încărcarea termică de 331 [KW/m³].

zire suplimentară a peretelui permeabil și deci intensificarea schimbului termic global în spațiul de lucru al cuptorului. De altfel și temperatura în spațiul de lucru al cuptorului (curba de linie întreruptă fig.3.4.7 și 3.4.8) este mai mare cu aproximativ $70-95^{\circ}\text{C}$ în cazul zidăriei $\phi 4$ mm comparativ cu zidăria permeabilă $\phi 10$ mm.

Ca și în condițiile de funcționare a cuptorului cu zidărie normală, influența excesului aerului de ardere se repercutează asupra timpului de încălzire (fig.3.4.9), observându-se ca la un exces



Variația temperaturii probei în cuptorul cu zidărie permeabilă $\phi 4$, la o încărcare termică de $331[\text{KW}/\text{m}^3]$, pentru diferite valori ale excesului aerului de ardere (λ).

- o - temperatura probei pentru $\lambda = 0,9$
- Δ - temperatura probei pentru $\lambda = 1,0$
- x - temperatura probei pentru $\lambda = 1,2$

Fig.3.4.9

de aer de ardere $\lambda = 1,2$, viteza de încălzire pînă la 500°C cînd pot apărea tensiuni termice periculoase, are valori ce se apropie mult de valoarea maximă admisibilă, și mult gradul de oxidabilitate crește prin producerea unei cantități însemnate de oxid pe suprafața probei.

În timpul funcționării cuptorului cu zidăria permeabilă temperatura acesteia depășește cu mult valoarea atinsă a temperaturii zidăriei cuptorului la funcționarea cu zidăria clasică la aceeași sarcină termică. Gazele arse din spațiul de lucru al cuptorului transmit o parte din căldură materialului de încălzit cît și zidăriei permeabile care la valori ale temperaturii de peste 600°C devine puternic radiantă amplificînd schimbul termic global din spațiul de lucru.

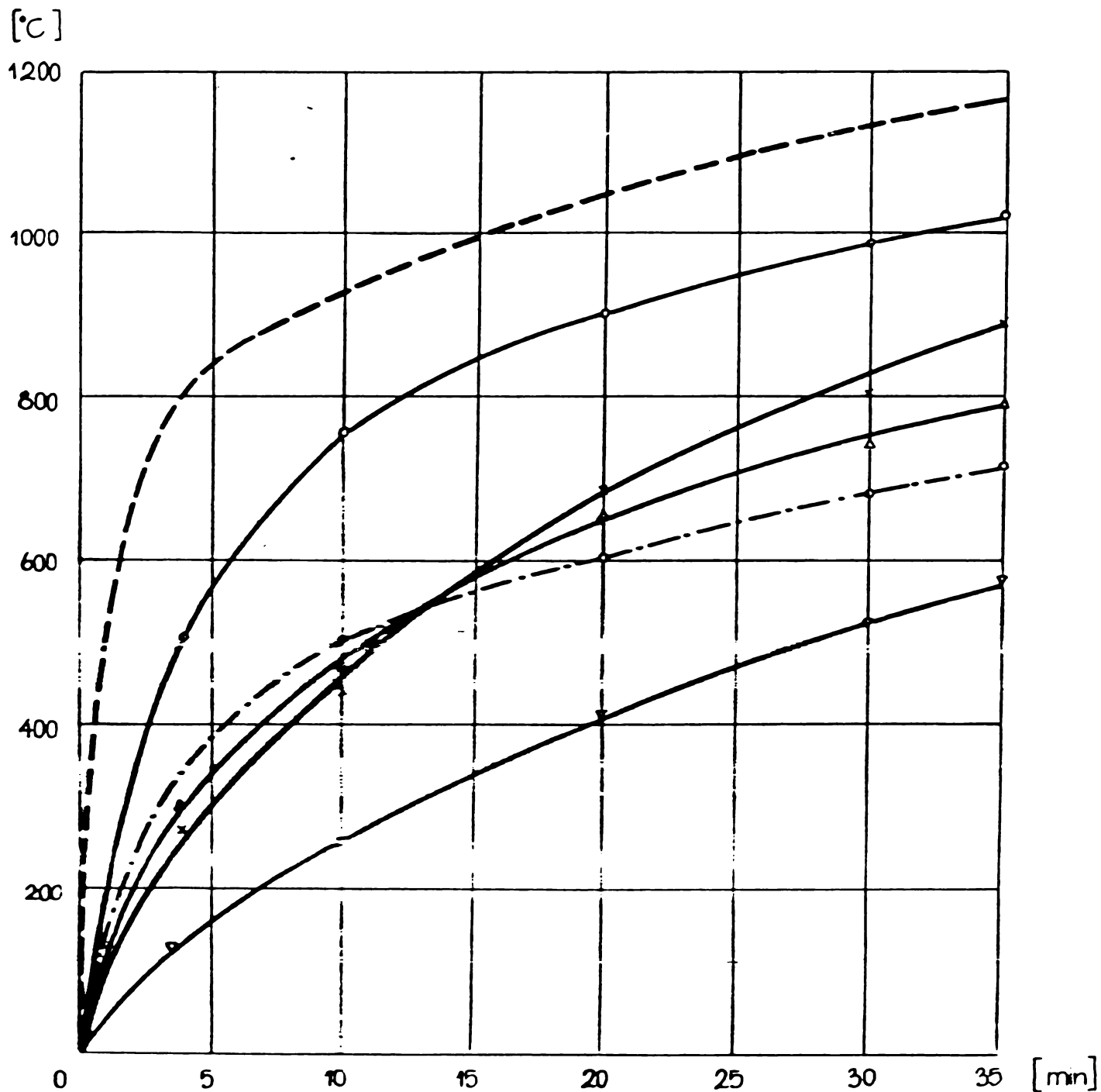
Temperatura atinsă de zidăria normală devine mult mai scăzută (fig.3.4.10) comparativ cu temperatura pe care ar fi avut-o la funcționarea cuptorului fără montarea pereților permeabili.

Această situație ar crea posibilitatea reducerii dimensiunilor zidăriei normale a cuptorului cu pereți permeabili, ușurînd instalația în general, dar efectul simțitor ar fi reducerea prețului de cost a instalației și reducerea căldurii acumulate în zidărie implicat a consumului de combustibil.

Așa cum reiese și din diagrama temperaturilor din fig.3.4.11 la aceeași încărcare termică a cuptorului (331 KW/m^3), temperatura pe fața interioară a peretelui permeabil se situează la finalul încălzirii la 1020°C iar temperatura feței interioare a zidăriei normale la cca 580°C . La funcționarea cuptorului fără pereți permeabili aceeași zidărie normală atinge valori la finalul încălzirii probei, de 840°C .

Și din această diagarmă rezultă că reducerea de consum de combustibil, utilizînd pereți refractari permeabili este de 43,54% la funcționarea cuptorului în regim termic nestaționar.

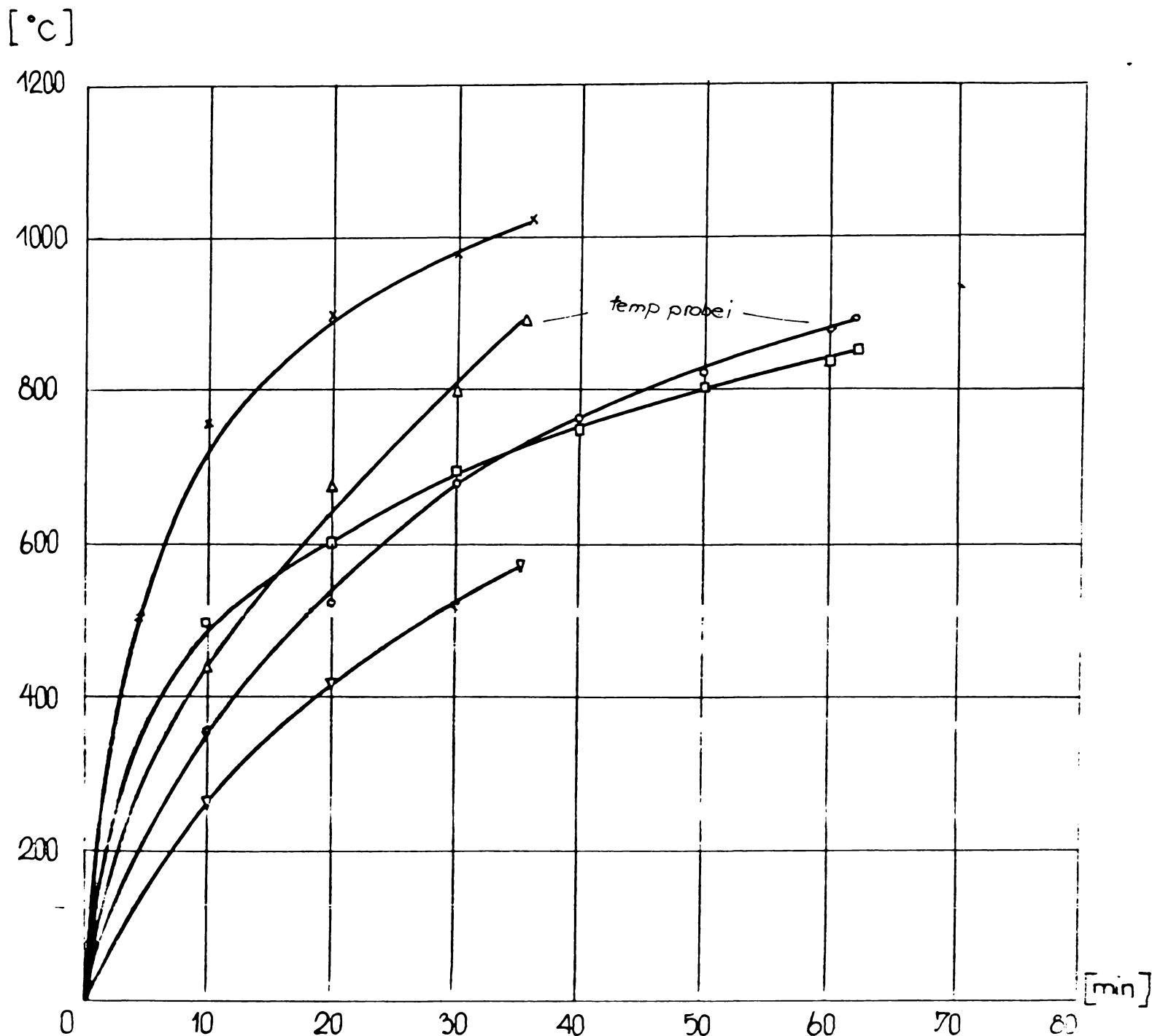
Comparată în ansamblu, funcționarea cuptorului, la aceeași încărcare termică de 331 KW/m^3 , cu zidărie normală, cu pereți permeabili $\varnothing 10$ și $\varnothing 4 \text{ mm}$ utilizînd probe identice, încălzite pînă la 900°C (fig.3.4.12), reiese creșterea rolului zidăriei (permeabile) în procesul complex de transfer a căldurii spre materialul ce se încălzește spre deosebire de cuptorul cu zidărie normală unde rolul acesteia în procesul de transfer termic radiant se diminuează



Viteza de încălzire a materialului și pereților

- temperatura peretelui permeabil pe fața interioară
- △-temperatura peretelui permeabil pe fața exterioară
- ▽-temperatura peretelui clasic pe fața interioară
- ×-temperatura materialului
- temperatura peretelui clasic la cuptorul cu zidărie normală
- temperatura în cuptor

Fig.3.4.10



Viteza de încălzire a probei și zidăriei.

- o - temperatura probei (zidărie clasică)
- - temperatura zidăriei clasice
- △ - temperatura probei (zidăriei permeabilă)
- x - temperatura peretelui permeabil
- ▽ - temperatura zidăriei clasice (cu zidărie permeabilă)

Fig.3.4.11

odată cu ridicarea temperaturii în cuptor (ponderea de radiație deținând-o numai gazele arse).

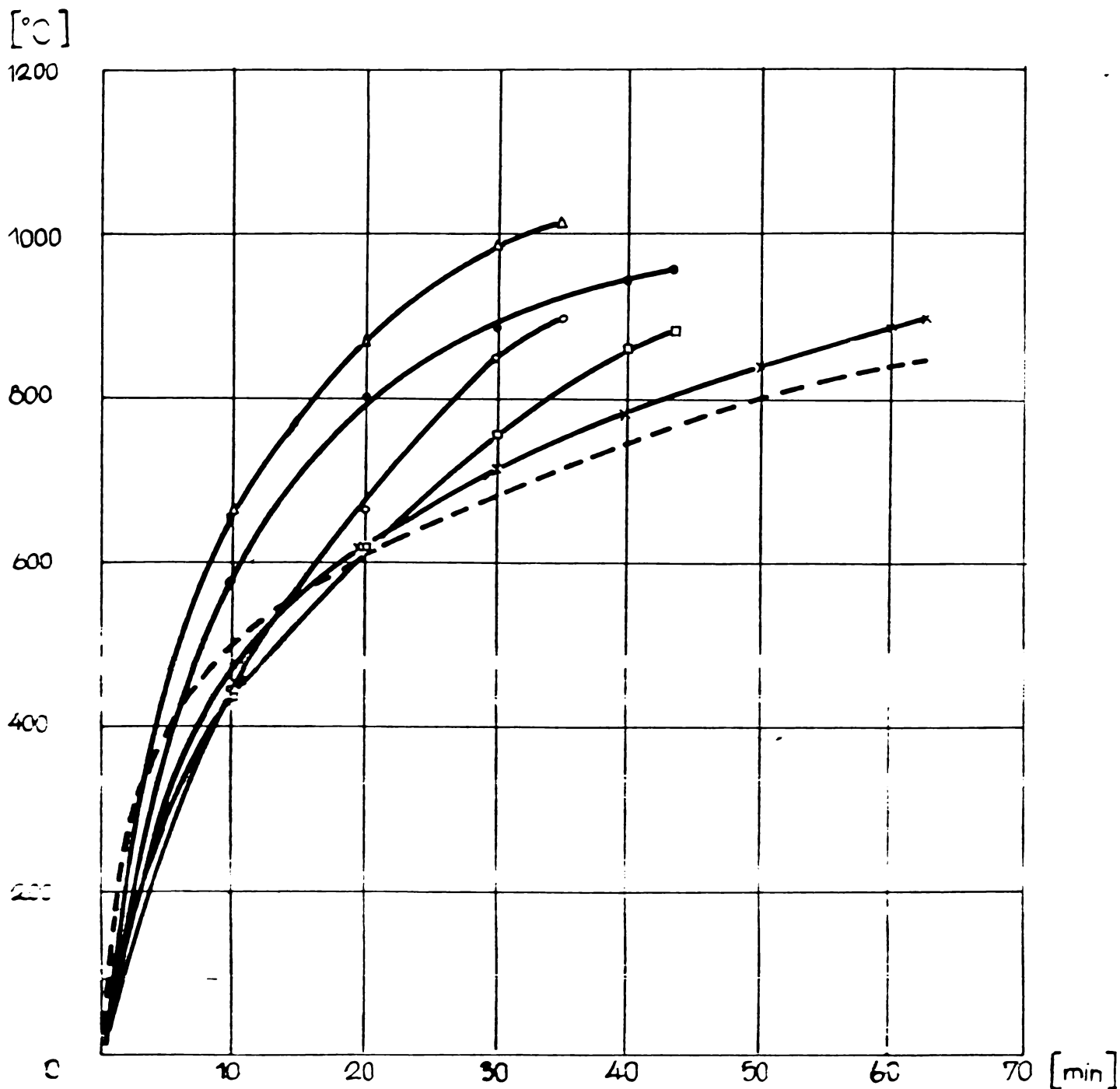


Fig.3.4.12 - Variația temperaturii materialului la încărcarea termică de $331 \text{ [KW/m}^3\text{]}$.

- -temperatura probei în cuptorul cu zidărie permeabilă $\varnothing 4$
- -temperatura probei în cuptorul cu zidărie permeabilă $\varnothing 10$
- × -temperatura probei în cuptorul cu zidărie clasică
- △ -temperatura zidăriei permeabile $\varnothing 4$
- -temperatura zidăriei permeabile $\varnothing 10$
- -temperatura în cuptorul cu zidărie normală

Creșterea coeficientului global de transfer termic global, calculat anterior, se justifică prin ridicarea substanțială a temperaturii pereților permeabili, care devin suprafețe puternic radian-

te, precum și a temperaturii gazelor de ardere din incinta de lucru.

Odată cu intrarea în regimul termic staționar a zidăriei cuptorului, cînd se finalizează acumularea de căldură în pereți, atît în cei normali cît și în cei permeabili, efectul zidăriei permeabile constă în extragerea suplimentară de căldură din gazele de ardere, avînd ca efect suplimentarea aportului radiației termice aparținînd zidăriei, asupra materialului ce se încălzește. După cum rezultă și din diagrama temperaturilor zidăriei cuptorului (fig. 3.4.13), după cca 3,5 ore de la aprinderea focului în cuptor (încărcare termică 331 KW/m^3) pe suprafața interioară atît a zidăriei clasice (curba o) cît și a celei permeabile (curbele x și Δ) se atinge temperatura de regim termic stabilizat (tab. 3.3.1, respectiv tab. 3.4.2) urmînd ca acumularea definitivă de căldură să se finalizeze pentru funcționarea cuptorului cu zidărie clasică după 13,14 ore iar pentru funcționarea cuptorului cu zidărie permeabilă, după 11,34 ore (fig. 3.3.1).

Curba (•) creșterii temperaturii zidăriei normale (fig. 3.4.12) aparținînd cuptorului cu zidărie permeabilă se situează valoric sub curba temperaturii zidăriei normale aparținînd cuptorului clasic cu cca 335°C , ce implică reducerea căldurii acumulate în zidăria normală corespunzător valorilor prezentate din tabelul 3.4.4.

Avînd în vedere că regimul de funcționare pentru majoritatea cuptoarelor de încălzire și tratament termic de mică și medie capacitate, este discontinuu, prin modificarea zidăriei acestora, în sensul montării pereților permeabili reducerea de consum de combustibil se situează către valorile maxime obținute în cadrul experimentărilor de laborator, luînd în considerare că regimul termic al zidăriei nu este stabilizat.

Pentru cuptoarele cu funcționare continuă, reducerea globală a consumului se mai diminuează ajungînd la 12 - 16%, comparativ cu reducerea de consum la funcționare în regim termic nestaționar care se situează în cadrul experimentărilor de laborator în jurul valorii de 38 - 43%.

Valoarea măsurată a temperaturii gazelor arse înainte de intrării în recuperatorul preîncălzitor de aer la funcționarea cuptorului cu zidărie normală și permeabilă la aceeași încărcare termică a spațiului de lucru, prezintă diferențe apreciable așa cum rezultă și din diagrama din fig. 3.4.14 dovedind că rostul zidăriei permeabile

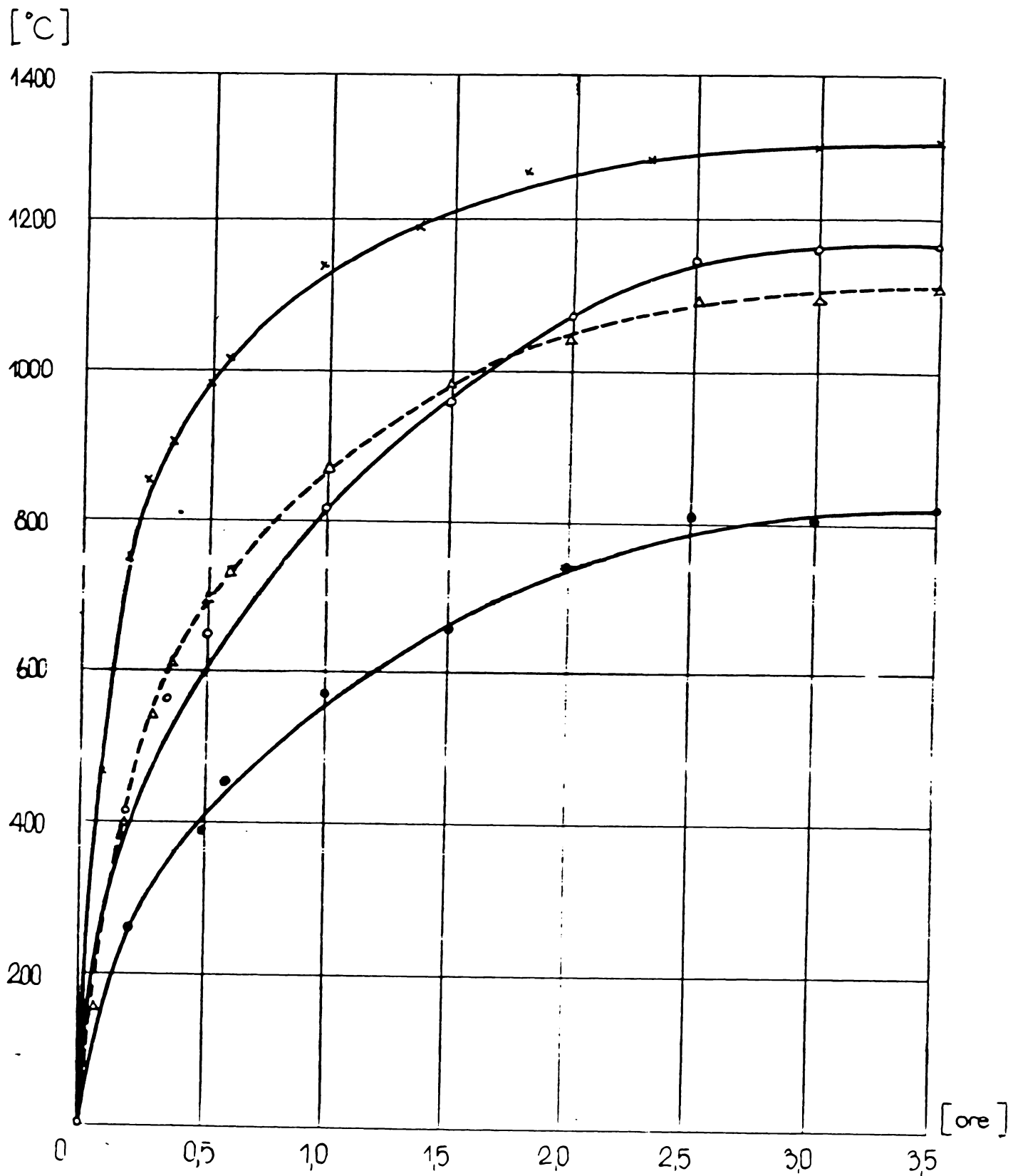


Fig.3.4.13 - Variația temperaturii zidăriei normale și permeabile la o încărcare termică de 331 kW/m^3

- - temperatura zidăriei normale pe fața interioară
- - temperatura zidăriei normale pe fața interioară după montarea zidăriei permeabile
- × - temperatura zidăriei permeabile pe fața interioară
- △ - temperatura zidăriei permeabile pe fața exterioară

Tabel 3.4.4

Tipul zidăriei cuptorului	Căldura acumulată în zidăria normală de la pornirea din stare rece pînă la atingerea tem- peraturii materialului de 900°C [%]	Căldura acumulată în zi- dăria normală pînă la atingerea regimului ter- mic staționar [%]
zidărie clasică	100	100
pereți permeabili	38,62	71,62
reducerea de căl- dură acumulată [%]	61,38	28,38

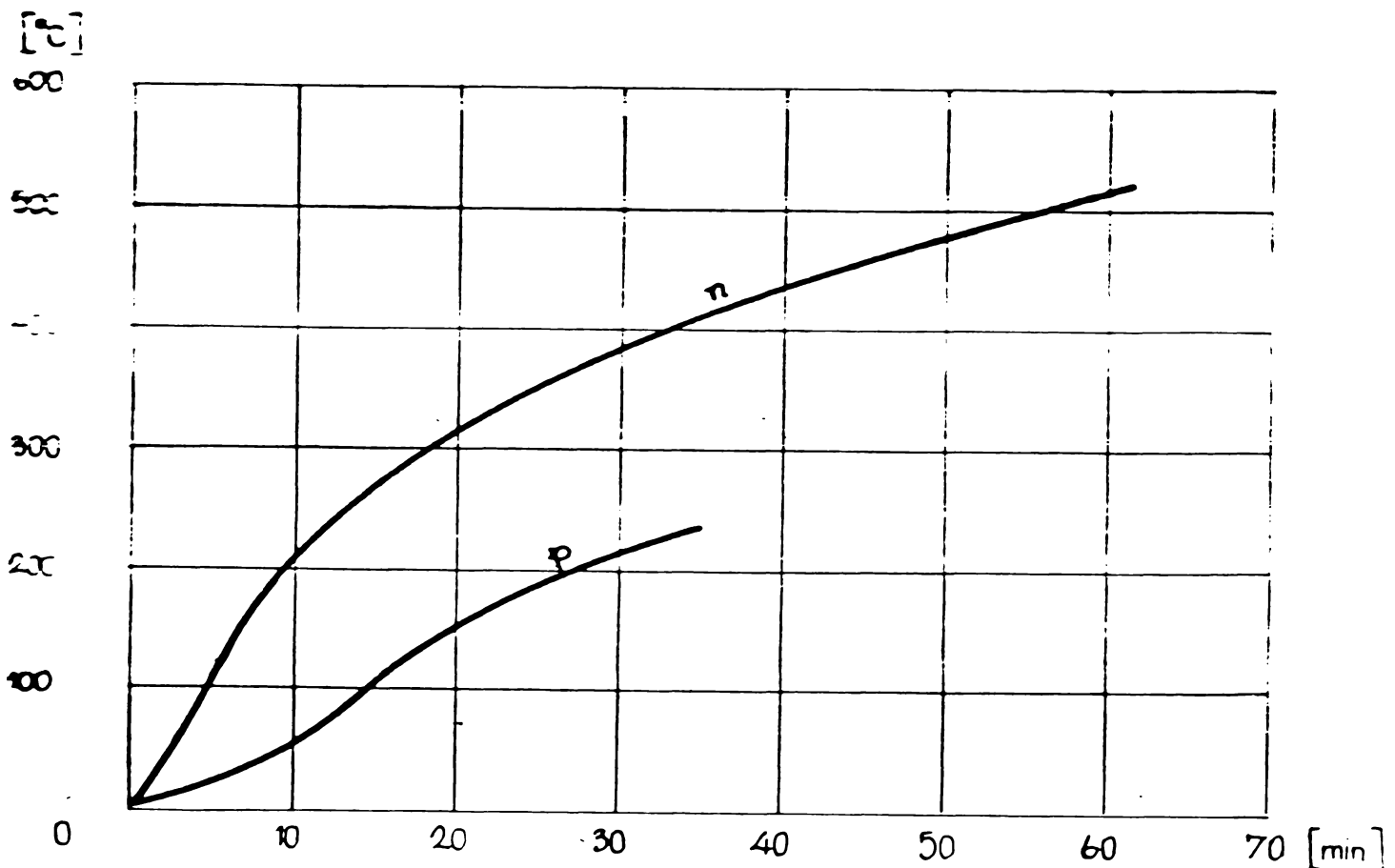


Fig.3.4.14 - Temperatura gazelor arse la intrarea în recuperator pentru cuptorul cu zidărie permeabilă (p) și normală (n).

este de a extrage căldură din gazele arse în scopul ridicării suplimentare a temperaturii acestora și deci amplificării radiației termice.

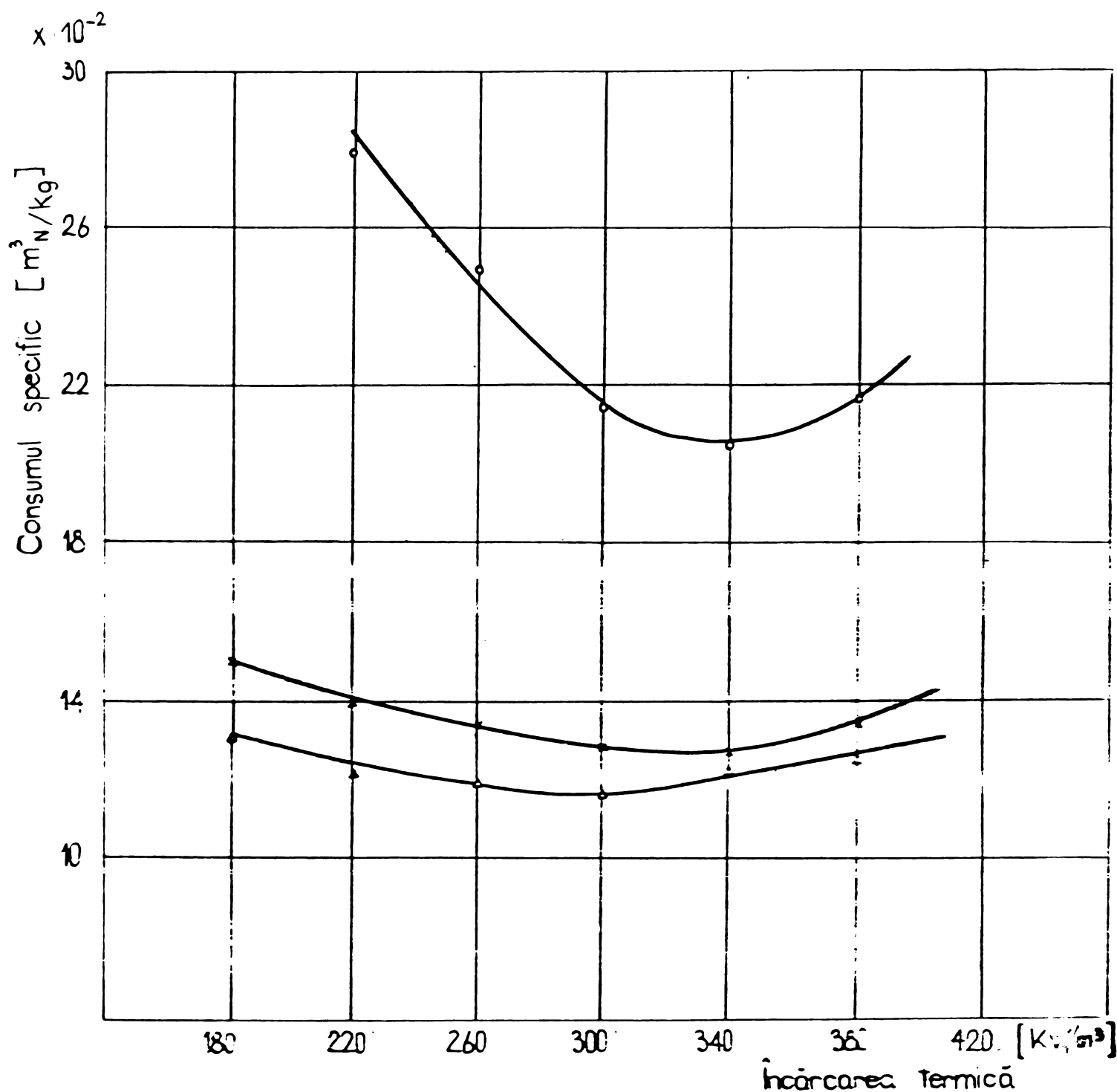


Fig.3.4.15 - Variația consumului specific de combustibil, cu încărcarea termică.

- o - încălzire cu zidărie clasică
- x - încălzire cu perete permeabil $\phi 10$
- Δ - încălzire cu perete permeabil $\phi 4$

Comparînd cele trei variante de funcționare a cuptorului (zidărie clasică, zidărie permeabilă $\phi 10$ mm și $\phi 4$ mm) sub aspectul consumului specific de combustibil realizat la cele șase regimuri de lucru rezultă că (fig.3.4.15) valoarea minimă a consumului specific

se obține la funcționarea cuptorului cu zidărie permeabilă \varnothing 4 mm, iar regimul optim de încărcare termică se situează în intervalul $280 - 340 \text{ KW/m}^3$.

Utilizând metodologia de calcul pentru fluxul termic în spațiul de lucru al cuptorului [21,23,28,36] a rezultat că fluxul termic prin pereți la funcționarea cuptorului cu zidărie normală atinge în regim termic staționar valoarea de

$$q = 1034,8 [\text{W/m}^2]$$

reducându-se după montarea pereților refractari permeabili la

$$q = 698,9 [\text{W/m}^2]$$

Fluxul termic din zidăria permeabilă însă are valori mult mai ridicate ($q = 6977,1 \text{ W/m}^2$), ceea ce dă zidăriei permeabile și un caracter de ecran termic al zidăriei normale.

Acasă la realizarea de ecran, atracția zidăriei permeabile refractare nu este consacrată întrucât cercetările și încercările în acest domeniu au arie foarte restrânsă în lume (R.F.Germania și R.F.Ungară, rezultând din bibliografia de specialitate existența unor experimentări de laborator).

Din cele expuse reiese clar rolul de suprafața puternic radiant a pereților permeabili, calitate dobândită din extragerea unei cantități suplimentare de căldură din gazele de ardere înainte ca acestea să părăsească spațiul de lucru al cuptorului. Concomitent zidăria permeabilă "diminuează" fluxul termic incident la zidăria normală, reducându-i considerabil temperatura cu urmările economice care au fost subliniate.

3.5. Determinarea duratei de încălzire a materialului

Determinarea analitică a duratei de încălzire se face pornind de la ecuația conducției termice (în coordonate cilindrice):

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left(\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} \right) \quad (3.5.1)$$

Soluția generală a acestei ecuații este de forma unei serii infinite obținute prin calcule foarte laborioase.

În cazurile particulare se poate obține soluția ecuației sub forma criterială (temperatura inițială $t_0 = ct$):

$$\frac{t_m - t}{t_m - t_0} = f \left(\frac{\alpha \cdot R}{\lambda} ; \frac{a \cdot \tau}{R^2} ; \frac{r}{R} \right) \quad \text{sau}$$

$$\frac{t_m - t}{t_m - t_0} = f(B_i, F_0, \frac{r}{R}) \quad (3.5.2)$$

unde:

t_m -temperatura mediului de încălzire [°C]

t -temperatura unui punct curent pe raza materialului [°C]

t_0 -temperatura inițială a materialului [°C]

r -distanța unui punct curent, măsurată de la suprafață, pe rază [m]

Utilizarea criteriului F_0 care prezintă o dependență inversă cu pătratul razei, duce la erori destul de mari, drept care, pentru evitarea acestui neajuns, s-a introdus un nou criteriu, Boussinesq (B_q) avînd expresia:

$$B_q = \frac{a \cdot \tau}{R^2} \cdot \frac{\alpha^2 \cdot R^2}{\lambda^2} = \frac{\alpha^2}{\lambda^2} \cdot a \cdot \tau, \quad (3.5.3)$$

cu soluțiile:

$$\frac{t_{med} - t}{t_{med} - t_0} = f(B_i; B_q; \frac{r}{R}) = \theta \quad (3.5.4)$$

Pentru $r = 0$, se obține soluția pentru suprafață (θ_s), iar pentru $r = R$, se obține soluția pentru centrul piesei (θ_c) și valorile $\theta_s = f(B_i, B_q)$, $\theta_c = f(B_i, B_q)$ rezultă din nomogramele 3.5.1 și 3.5.2.

De menționat că pentru oțelurile carbon și slab aliate, se poate neglija variația mărimilor fizice λ și C_p cu temperatura.

$$B_q = \frac{a}{\lambda^2} \cdot \alpha^2 \cdot \tau \quad \text{sau pentru : } \frac{\epsilon}{\lambda^2} = \frac{1}{\lambda \cdot \gamma \cdot C_p} = K \text{ rezultă:}$$

$$B_q = K \cdot \alpha^2 \cdot \tau \quad (3.5.5)$$

Pentru calculele practice se consideră $K = 0,26 \cdot 10^{-4}$:

$$B_q = 0,26 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^2 \cdot \tau \quad (3.5.6)$$

Cu ajutorul metodei de calcul, utilizînd criteriile adimensionale și nomogramele respective pot fi determinate grafo-analitic timpul de încălzire a piesei și durata de menținere pentru obținerea unui anumit grad de uniformitate a temperaturii în secțiunea piesei.

Valorile temperaturii în centru și pe suprafața cilindrului

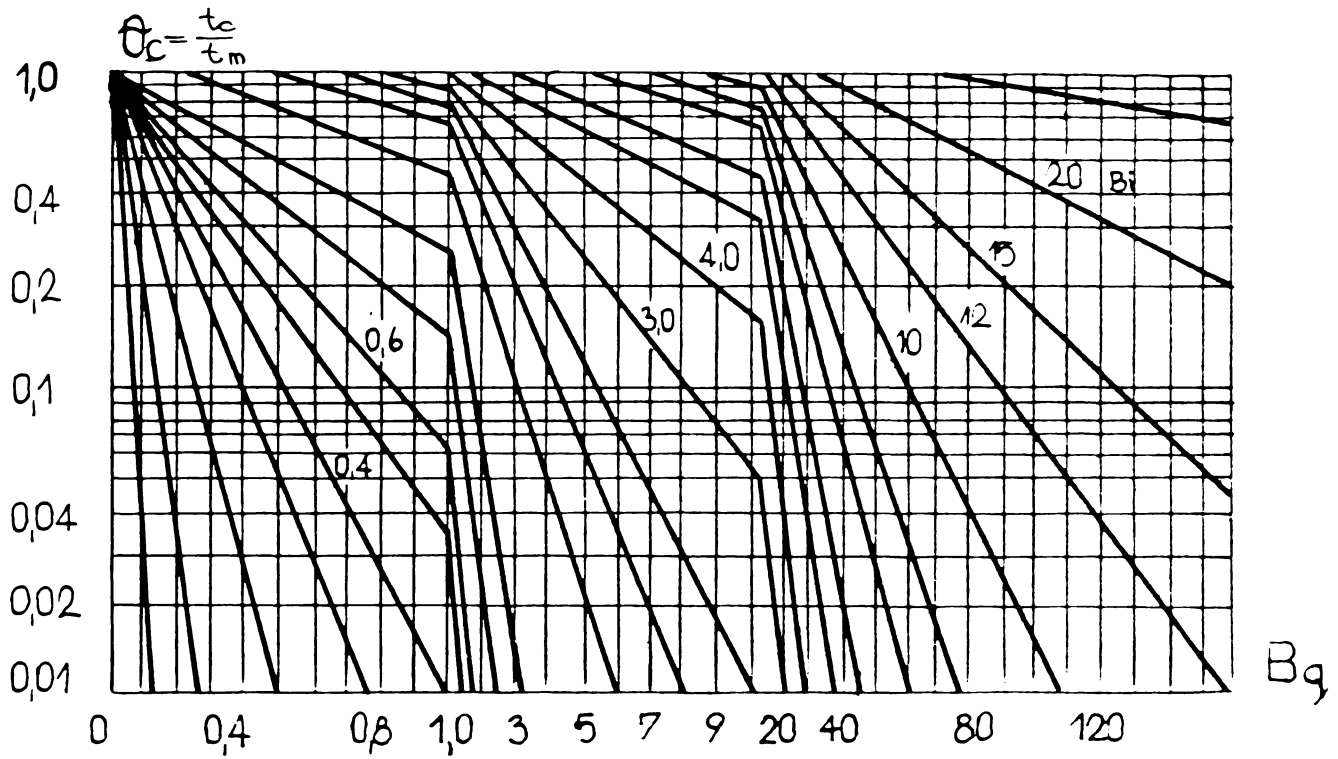


Fig.3.5.1 - Nomograma de calcul pentru determinarea temperaturii în centrul cilindrului

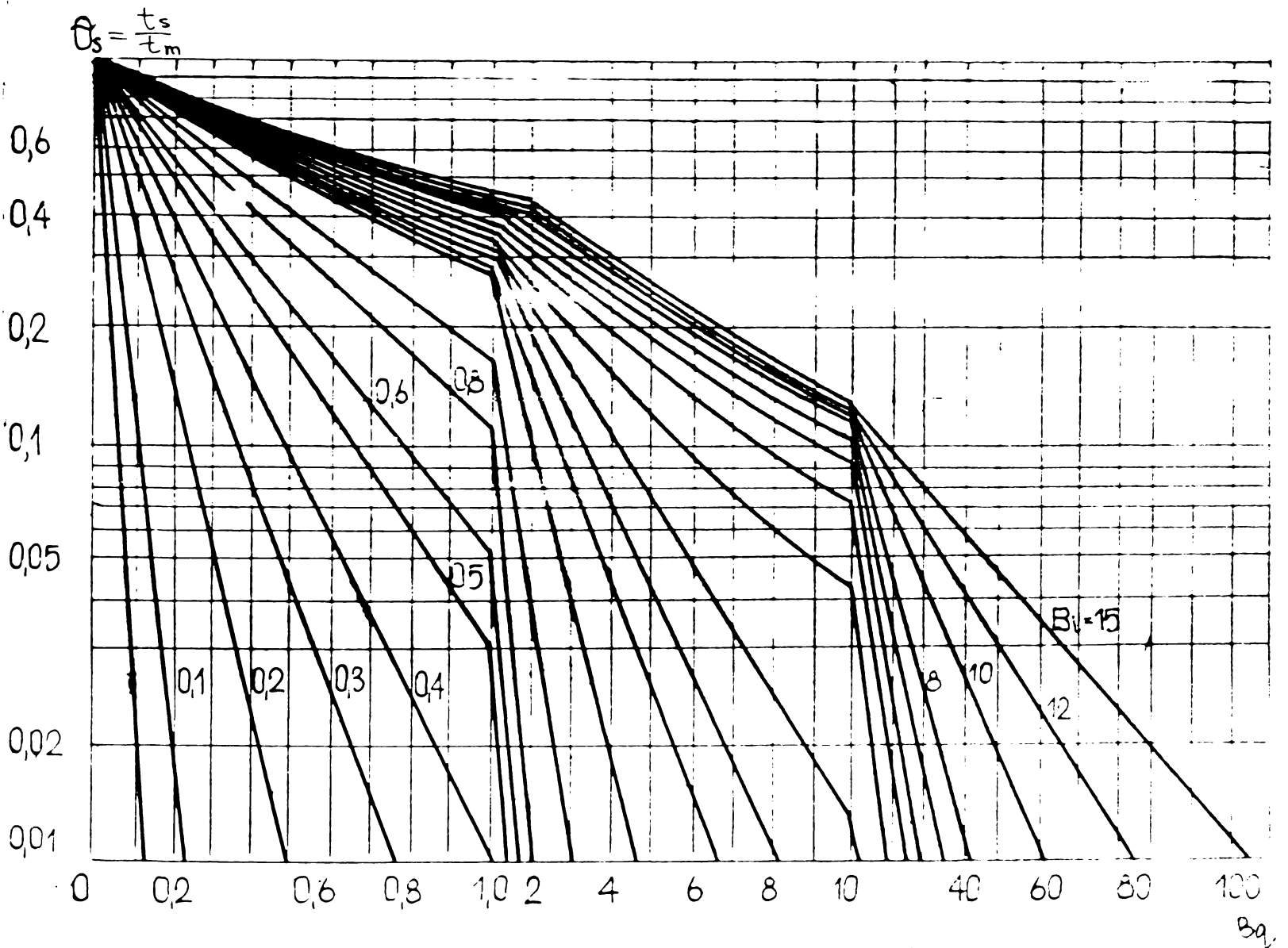


Fig.3.5.2 - Nomograma de calcul pentru determinarea temperaturii pe suprafața cilindrului

rezultă din

$$t_s = t_{med} - \theta_s (t_{med} - t_o) \quad (3.5.7)$$

$$t_c = t_{med} - \theta_c (t_{med} - t_o), \text{ iar diferența}$$

de temperatură maximă va fi:

$$\Delta t = t_s - t_c = (t_{med} - t_o)(\theta_c - \theta_s) \quad (3.5.8)$$

Încălzirea se consideră încheiată în momentul în care suprafața a atins temperatura cerută. În momentul respectiv însă, există o diferență relativ mare, depinzând de forma și dimensiunile semifabricatului, între temperatura suprafeței și a centrului piesei notată cu:

$$\Delta t_{in} = t_{si} - t_{ci} \quad (3.5.9)$$

Pentru obținerea unei temperaturi corespunzătoare și în miez, piesa se mai menține un timp în cuptor, admitându-se o diferență de temperatură finală:

$$\Delta t_f = t_s - t_c \quad (3.5.10)$$

Gradul de neuniformitate a încălzirii se definește prin raportul: $\Delta \theta = \frac{\Delta t_f}{\Delta t_{in}}$, depinzând în timpul încălzirii de regimul termic

de încălzire, de material și dimensiunile piesei [43], valoarea sa rezultând din nomogramă [46].

Admițând în final o anumită diferență de temperatură Δt_f , se calculează $\Delta \theta$, rezultă Bq și se stabilește durata de menținere

$$\tau = \frac{Bc}{0,26 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^2} \cdot$$

Considerându-se valorile medii ale temperaturii probei de încălzire în cuptorul cu zidăria normală și cea permeabilă, conform cu ecuația criterială

$$\theta = f(Bi, Bq, \frac{r}{R}) \quad (3.5.11)$$

s-a asimilat proba cu un cilindru avînd raza echivalentă 0,056 m.

Caracteristicile fizice și termice s-au determinat tot în baza valorilor lor medii, conform curbelor de încălzire pentru fiecare caz.

Alegerea valorilor coeficientului global de schimb termic din spațiul de lucru al cuptorului, prezintă însă cea mai mare greutate întru-cît dependența sa de factorii implicați în procesul de încăl-

zire nu poate fi pe deplin determinată. În literatura de specialitate [46,49,22,] metodele de calcul și determinare sînt foarte diverse și tot atît de diverse sînt și concluziile la care se ajunge în exprimarea cît mai exactă a valorii lui α .

Statistic, α se plasează în jurul unor valori care au fost determinate și în experimentările expuse în prezenta lucrare sau calculate analitic.

Din aceste considerente s-a calculat distribuția temperaturii în probă prin metoda criterială mai sus expusă, avînd în vedere valoarea lui α determinată experimental și cea determinată nomografic.

Din tabelul 3.5.1 rezultă valorile temperaturii probei la suprafață și în centru cunoscîndu-se experimental timpul de încălzire pentru fiecare sistem de zidărie.

Comparînd aceste rezultate cu cele obținute direct prin măsurători (tab.3.5.2) se trage concluzia că temperatura finală la suprafața și în centrul probei obținută valoric prin metoda analitică (tab.3.5.1) cu cele două valori ale coeficientului global de transfer termic (experimental și teoretic) nu diferă substanțial de temperatura rezultată prin măsurători directe.

Este necesar a se preciza că temperaturile obținute conform tabelului 3.5.1 sînt afectate de erori tocmai datorită metodei de calcul cu nomograme, acestea neținînd seama de condițiile specifice (tipul cuptorului, organizarea circulației gazelor, etc) de încălzire a probei cît și de faptul că proba nu are profil rotund ci pătrat, fiind doar asimilată cu o secțiune circulară conform cu

$$R_e = \sqrt{\frac{S}{\pi}} \quad (3.5.12)$$

În ceea ce privește măsurătorile directe din timpul funcționării cuptorului, gradul de neuniformitate a încălzirii în camera de lucru a cuptorului nu a putut fi complet înlăturată fapt ce reiese și din tabelul 3.5.3.

Sistemul cuptoarelor cu flacără întoarsă oferă pînă la ora actuală cea mai eficace soluție de repartizare uniformă a fluxului termic din spațiul de lucru.

Totuși în condițiile existenței unui singur arzător, acest deziderat nu poate fi pe deplin realizat.

Se justifică astfel (vezi tabel 3.5.3) diferența de temperatură

Tabel 3.5.1

Tipul zidăriei	Temp. medie a probei [°C]	Temp. medie a gazelor din gupțor [°C]	λ_{med} [W/mK]	C_{med} [J/KgK]	ρ [Kg/m ³]	Timpul de încălzire [h]	α [W/m ² K]	Bq	Bi	t_s [°C]	t_c [°C]
normală	671,7	849,3	19,58	727,4	8100	1,03	135,14 (exp.) 185 (teor.)	1,103	0,529	832,7	817,7
	671,7	849,3	19,58	727,4	8100	1,03	135,14 (exp.) 185 (teor.)	0,588	0,386	807,8	799,5
permabilă	628	1036	19,58	727,4	8100	0,60	159,5 (exp.) 215 (teor.)	0,48	0,45	883,6	863,3
	628	1036	19,58	727,4	8100	0,60	215 (teor.)	0,868	0,615	939,4	924,2

Tabel 3.5.2

Tipul zidăriei	Timpul [min]	Temp. zidăriei normale [°C]	Temp. zidăriei permeabile [°C]	Temp. probei [°C]	Temp. gazelor arse [°C]	Temp. aerului preîncălzit [°C]
normală	0	20	-	20	20	20
	10	435	-	360	225	710
	20	550	-	520	400	780
	30	635	-	670	565	825
	40	710	-	760	675	880
	50	750	-	820	730	900
	60	807	-	895	810	920
	62	815	-	901	820	930
	0	20	20	20	20	20
	5	48	465	245	110	860
permabilă	10	142	755	450	300	900
	15	210	850	565	440	1000
	20	275	910	665	555	1050
	30	390	985	825	735	1130
	36	455	1020	911	828	1165
	36	455	1020	911	828	1165

Tabel 3.5.3

Tipul zidăriei	Timpul [min]	Temp. supraf. ts_2 [$^{\circ}C$]	Temp. supraf. ts_1 [$^{\circ}C$]	Temp. în centru tc_2 [$^{\circ}C$]	Temp. în centru tc_1 [$^{\circ}C$]
normală	0	20	20	20	20
	10	360	280	225	182
	20	520	420	400	305
	30	670	570	565	470
	40	760	680	675	592
	50	820	765	730	655
	60	895	825	810	732
	62	900	840	825	765
	Temp. finală medie	870		795	
	Timpul	ts_1	ts_2	tc_1	tc_2
permeabilă	0	20	20	20	20
	5	245	260	110	110
	10	450	425	300	278
	15	565	520	440	405
	20	665	618	555	502
	30	825	790	735	675
	35	908	875	828	775
	Temp. finală medie $^{\circ}C$	831,5		801,5	

la suprafața probei la un capăt și celălalt atît în sistemul zidăriei normale cît și a celei permeabile; după 30 de minute de încălzire la cuptorul cu zidărie normală apare o diferență de temperatură la suprafață de $100^{\circ}C$ iar la cuptorul cu zidărie permeabilă, $65^{\circ}C$.

Din cele de mai sus rezultă însă și o altă concluzie ce favorizează sistemul de zidărie permeabilă, anume, diferența de temperatură este mai mică la încălzirea cu zidărie permeabilă decît la cea clasică.

Deci gradul de uniformitate a temperaturii este mai ridicat la zidăria permeabilă comparativ cu cea clasică.

Fenomenul se explică prin staționarea mai îndelungată a gazelor în spațiul de lucru prin rezistența hidraulică mai ridicată a zidăriei permeabile precum și de supraîncălzirea acesteia, datorită fenomenului foarte intens de transfer termic de la gazele de ardere.

În plus, viteza de încălzire a materialului în cuptorul cu zidăria permeabilă este mult mai mare comparativ cu cea de la zidăria clasică ce implică posibilitatea apariției (în condiții normale) unor diferențe de temperatură și mai mari și a unor neuniformități a fluxului termic mai accentuate.

3.6. Calculul vitezei limită de încălzire a probei

În stabilirea tehnologiei de încălzire sau tratament termic prima condiție care este de altfel cea mai importantă, o constituie asigurarea unei viteze de încălzire a materialului care să nu determine apariția fisurilor care ar putea compromite încărcătura.

Ori, prin amplificarea schimbului de căldură în cuptor odată cu montarea pereților refractari permeabili, menținând constant consumul de combustibil, viteza de încălzire crește foarte mult (v.3.4). În cadrul experimentărilor de laborator s-a ținut seama de acest fenomen, drept pentru care în subcapitolul de față s-a prezentat modul de calcul al tensiunilor termice și vitezei limită de încălzire precum și rezultatele acestor calcule concretizate asupra parametrilor funcționali ai cuptorului experimental de laborator.

Întreaga instalație de laborator este concepută pentru realizarea încălzirii semifabricatelor pînă la o anumită temperatură (900°C), prin urmare cercetările au fost conduse în ideea reducerii consumului de combustibil fără modificarea încărcării termice a cuptorului ci prin mărirea vitezei de încălzire, deci a reducerii timpului de încălzire.

Alta este situația cuptoarelor de tratament termic, unde pentru realizarea unei mai mari uniformități a temperaturii în semifabricat, viteza de încălzire nu suferă modificări, reducerea consumului de combustibil rezultînd din micșorarea încărcării termice a spațiului de lucru.

Valoarea vitezei de încălzire este legată de apariția tensiunilor termice care apar în masa semifabricatului [53,54].

Tensiunile care apar în oțel pot deveni periculoase în intervalul de temperaturi $0 \dots 500^{\circ}\text{C}$, peste aceste valori, tensiunile dispar prin apariția deformărilor plastice.

Pentru oțelul moale, viteza de încălzire nu se limitează nici la valorile temperaturilor pînă la 500°C , deoarece acesta posedă o plasticitate ridicată.

În condițiile în care piesele tratate sau încălzite au secțiuni mici, viteza de încălzire nu se limitează pentru oțelul carbon sau aliat, tensiunile ce apar ne reprezentînd pericol.

În cazul încălzirii lingourilor sau semifabricatelor din stare rece, cînd deja acestea au dobîndit o stare tensională cu caracter volumetric după procesul de turnare, se suprapun tensiuni datorate neuniformității încălzirii care în final pot determina apariția fi-

surilor profunde în material deci rebutarea șarjei.

Expresiile tensiunilor termice care apar la încălzirea unui cilindru sînt:

$$\sigma_r = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \left(\frac{1}{R^2} \int_0^R tr \, dr - \frac{1}{r^2} \int_0^R tr \, dr \right) \quad (3.6.1)$$

$$\sigma_o = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \left(-t + \frac{1}{R^2} \int_0^R tr \, dr + \frac{1}{r^2} \int_0^R tr \, dr \right) \quad (3.6.2)$$

$$\sigma_z = \varepsilon_z \cdot E + \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \left(-t + \frac{2\nu}{R^2} \int_0^R tr \, dr \right) \quad (3.6.3)$$

unde: - σ_o , σ_r , σ_z sînt tensiunile tangențiale, radiale și axiale provocate de neuniformitatea încălzirii cilindrului [N/mm²];
- ε_z deformația specifică axială [mm/mm].

Expresia cîmpului de temperatură din secțiunea transversală a cilindrului este dată de relația (3.6.4):

$$t = \varphi(\tau) + \sum_{n=1}^{\infty} N_n I_o \left(\mu_n \frac{r}{R} \right) \quad (3.6.4)$$

în care:

t -temperatura în cilindru [°C]

$\varphi(\tau)$ -funcția de temperatură pe suprafața cilindrului [°C]

N_n -termenul din suma seriei infinite

β -coeficientul dilatării liniare [$\frac{1}{m \cdot K}$]

ν -raportul lui Poisson

E -modulul de elasticitate [N/mm²]

τ -timpul de încălzire [h]

astfel că relația finală de calcul va fi:

$$\sigma_z = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \sum_{n=1}^{\infty} N_n \frac{1}{\mu_n} \left[2 I_1(\mu_n) - \mu_n I_o \left(\mu_n \frac{r}{R} \right) \right] \quad (3.6.5)$$

$$\sigma_r = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \sum_{n=1}^{\infty} N_n \frac{1}{\mu_n} \left[I_1(\mu_n) - \frac{R}{r} I_1 \left(\mu_n \frac{r}{R} \right) \right] \quad (3.6.6)$$

$$\sigma_o = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \sum_{n=1}^{\infty} N_n \frac{1}{\mu_n} \left[I_1(\mu_n) + \frac{R}{r} I_1 \left(\mu_n \frac{r}{R} \right) - \mu_n I_o \left(\mu_n \frac{r}{R} \right) \right] \quad (3.6.7)$$

Analizînd relațiile de mai sus se poate concluziona că la suprafața cilindrului:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= 0 \\ \sigma_o = \sigma_z &= \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \sum_{n=1}^{\infty} N_n \frac{1}{\mu_n} [2 I_1(\mu_n) - \mu_n I_0(\mu_n)] \end{aligned} \quad (3.6.8)$$

iar în axul cilindrului:

$$\sigma_r = \sigma_o = \frac{E}{1 - \nu} \sum_{n=1}^{\infty} N_n \frac{1}{\mu_n} [I_1(\mu_n) - \frac{1}{2} \mu_n] \quad (3.6.9)$$

$$\sigma_z = \frac{E}{1 - \nu} \sum_{n=1}^{\infty} N_n \frac{1}{\mu_n} [2 I_1(\mu_n) - \mu_n] \quad (3.6.10)$$

rezultînd că:

$$\sigma_r = \sigma_o + \sigma_z \quad (3.6.11)$$

Considerînd variația liniară a temperaturii suprafeței materialului încălzit (vezi subcapitolul 3.3 și 3.4), care în mod inițial are aceeași temperatură pe toată secțiunea, iar încălzirea se face cu o viteză uniformă, expresiile tensiunilor termice devin:

$$\begin{aligned} \sigma_r &= \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{C R^2}{16 a} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) + \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{C R^2}{a} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\mu_n^4} \left[\right. \\ &\quad \left. 1 - \frac{R}{r} \frac{I_1\left(\mu_n \frac{r}{R}\right)}{I_1(\mu_n)} \right] e^{-\mu_n^2 \frac{a \tau}{R^2}} \end{aligned} \quad (3.6.12)$$

$$\begin{aligned} \sigma_o &= \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{C R^2}{16 a} \left(1 - 3 \frac{r^2}{R^2}\right) + \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{C R^2}{a} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\mu_n^4} \left[\right. \\ &\quad \left. 1 + \frac{R}{r} \frac{I_1\left(\mu_n \frac{r}{R}\right)}{I_1(\mu_n)} - \mu_n \frac{I_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right)}{I_1(\mu_n)} \right] e^{-\mu_n^2 \frac{a \tau}{R^2}} \end{aligned} \quad (3.6.13)$$

$$\begin{aligned} \sigma_z &= \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{C R^2}{a} \frac{1}{8} \left(1 - 2 \frac{r^2}{R^2}\right) + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2}{\mu_n^4} \left[\right. \\ &\quad \left. 2 - \mu_n \frac{I_0\left(\mu_n \frac{r}{R}\right)}{I_1(\mu_n)} \right] e^{-\mu_n^2 \frac{a \tau}{R^2}} \end{aligned}$$

sau:

$$\sigma_z \frac{1-\nu}{\beta \cdot E} \cdot \frac{1}{C} = \frac{R^2}{a} \left[\frac{1}{8} \left(1 - 2 \frac{r^2}{R^2} \right) + f \left(\frac{a\tau}{R^2}, \frac{r}{R} \right) \right] \quad (3.6.14)$$

Conform fig.3.6.1, pentru $\tau > 0,5 \frac{R^2}{a}$, funcțiile "f" pot fi neglijate, și considerînd

$$\Delta t_m = \frac{C R^2}{4a}, \quad (3.6.15)$$

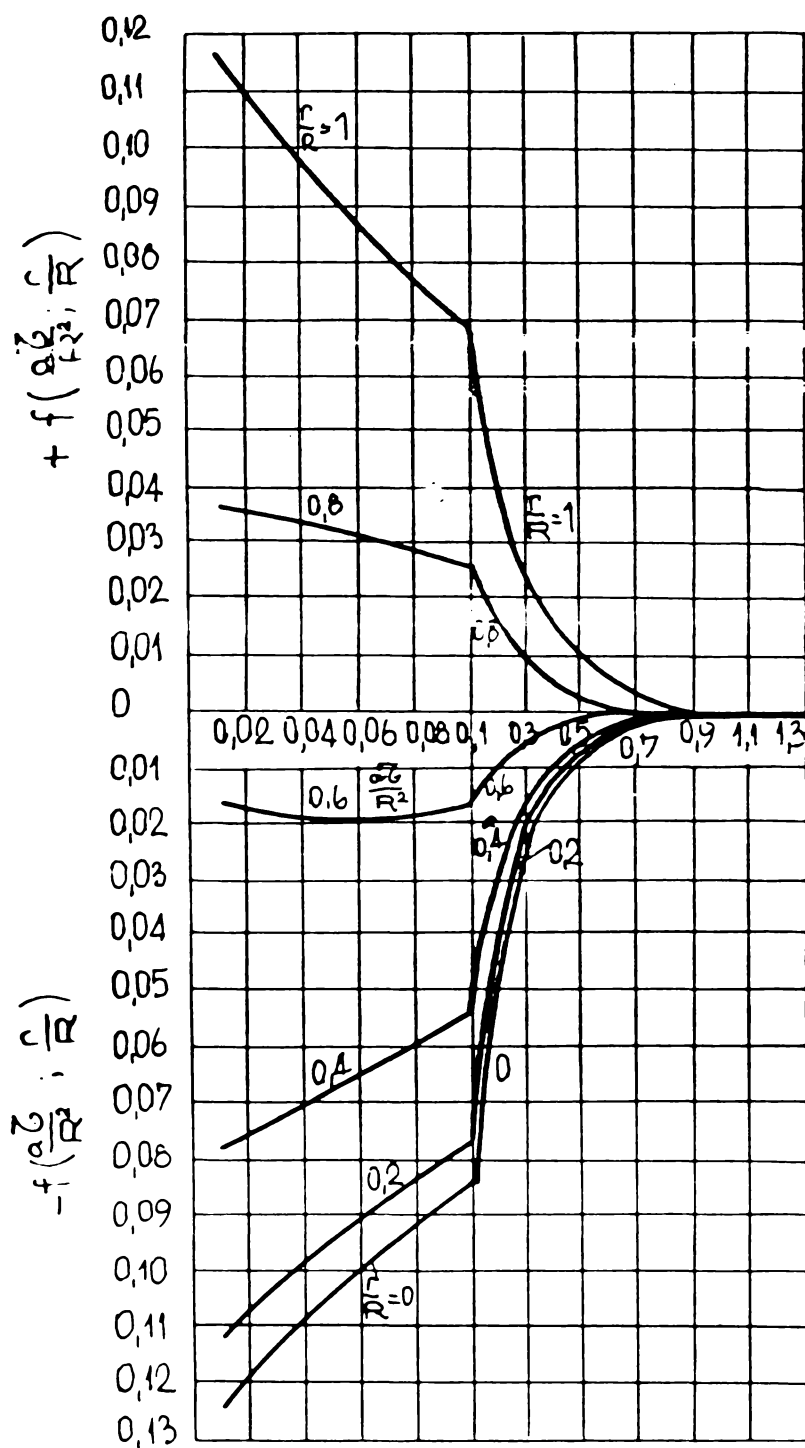


Fig.3.6.1 - Funcțiile $f\left(\frac{a\tau}{R^2}; \frac{r}{R}\right)$ pentru tensiunile axiale în cilindrul, în cazul schimbării liniare a temperaturii la suprafață.

unde:

t_m - diferența maximă de temperatură, dintre suprafață și ax [°C]

C - viteza de încălzire [°/h]

R - raza echivalentă a cilindrului [m]

$$\sigma_r = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{C R^2}{16 a} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{\Delta t_m}{4} \left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \quad (3.6.16)$$

$$\sigma_o = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{\Delta t_m}{4} \left(1 - 3 \frac{r^2}{R^2}\right) \quad (3.6.17)$$

$$\sigma_z = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{\Delta t_m}{2} \left(1 - 2 \frac{r^2}{R^2}\right) \quad (3.6.18)$$

Dacă încălzirea se face după o curbă cu mai multe etape asimilate cu sectoare rectilinii, se poate utiliza relația:

$$\sigma_z = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{R^2}{a} \left\{ \frac{C_m}{8} \left(1 - 2 \frac{r^2}{R^2}\right) + C_1 r^2 + [(C_2 - C_1) r^4 + (C_3 - C_2) r^6 + \dots] \right\} \quad (3.6.19)$$

În condiții reale, variația temperaturii materialului nu este riguros liniară, uneori ea nu poate fi chiar în totalitate asimilată cu o dreaptă, drept pentru care curba de temperatură se împarte în sectoare aproximativ rectilinii, putîndu-se astfel aplica relațiile (3.6.16 - 3.6.19).

Valorile maxime ale tensiunilor care apar la suprafața corpului (pentru $\nu = 0,3$),

$$\sigma = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{C R^2}{8a} = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \frac{\Delta t_m}{2} = 0,72 \cdot \beta \cdot E \cdot \Delta t \quad (3.6.20)$$

vor determina în final valoarea vitezei de încălzire admisibile pentru oțel:

$$C = \frac{5,6 a \cdot \sigma_{ad}}{\beta \cdot E R^2} \quad (3.6.21)$$

și a valorii diferenței admisibile de temperatură:

$$\Delta t_{ad} = \frac{1,4 \cdot \sigma_{ad}}{\beta \cdot E} \quad (3.6.22)$$

Relațiile (3.6.21) și (3.6.22) determină valorile medii pe întreaga perioadă de încălzire, dar în realitate în timpul încălzirii proprietățile fizice și tensiunile suferă modificări sensibile.

Astfel, pentru axul cilindrului tensiunea:

$$\sigma_{ad} = \frac{\beta \cdot E}{1 - \nu} \left[\frac{c R^2}{8 a} + \left(\frac{c R^2}{a} - 4 \cdot \Delta t_0 \right) f\left(\frac{a \tau}{R^2}\right) \right] \quad (3.6.23)$$

unde σ_{ad} reprezintă tensiunea admisibilă [daN/mm²], ajungând la valoarea admisibilă, va determina valoarea vitezei maxime admisibile de încălzire pentru orice interval de temperatură, dar nu prin rezolvarea directă a ecuației (3.5.23), ci prin metoda selecționării.

Pentru utilizarea practică a relației, perioada de încălzire se va împărți în intervale egale, astfel că viteza de încălzire va fi:

$$c = \frac{100}{\tau} \quad (3.6.24)$$

dacă intervalul cuprinde o creștere a temperaturii cu 100°.

Cunoscându-se valoarea expresiei $(1 - \nu) \frac{\sigma_{ad}}{\beta E} = 0,7 \frac{\sigma_{ad}}{\beta E}$ se poate determina cu nomograma din fig.3.6.2, valoarea vitezei admisibile de încălzire, în intervalul dat de temperatură.

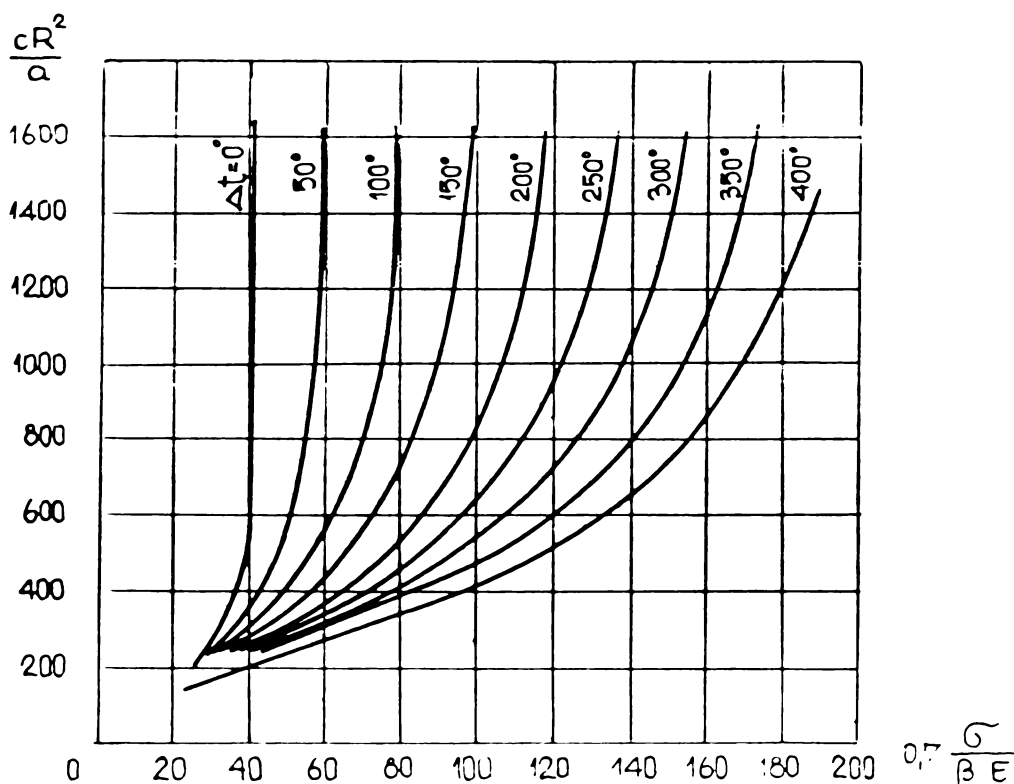


Fig.3.6.2 - Viteza admisibilă de încălzire a cilindrului

Diferența inițială Δt_0 a temperaturilor din fiecare interval devine diferența finală a intervalului precedent, în nomograma 3.6.3 fiind prezentată dependența dintre viteza de încălzire și Δt_0 .

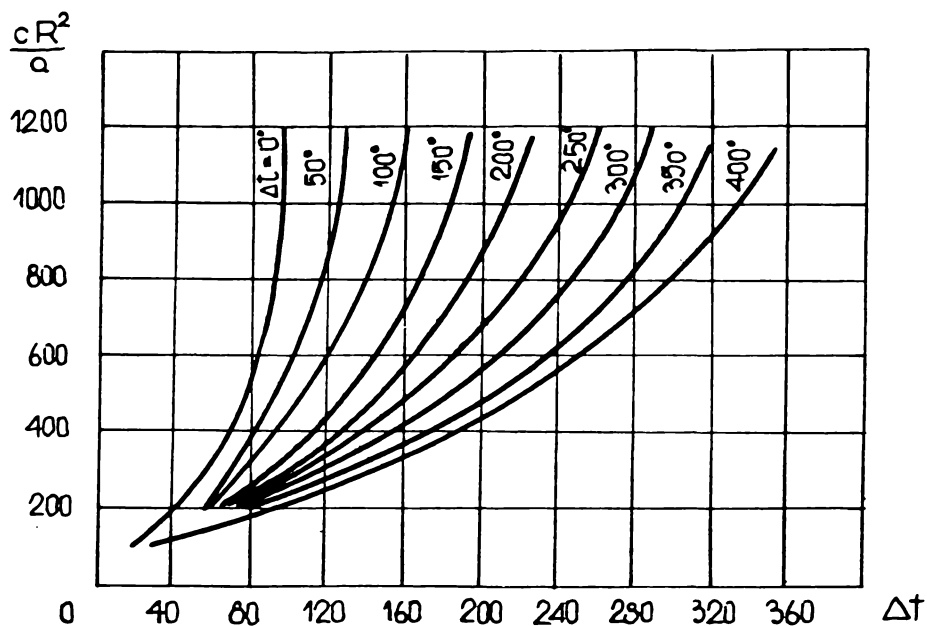


Fig.3.6.3 - Diferența de temperatură suprafață - ax, la un cilindru

Calculul temperaturii în cuptor corespunzătoare vitezei de încălzire admisibile, are la bază relațiile:

$$t_{\varepsilon} = 100 \sqrt[4]{\frac{q}{\sigma_{ap}} + \left(\frac{T_0}{100}\right)^4} - 273 \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.6.25)$$

$$q = 2 \Delta t_m \frac{\lambda}{S} \left(1 - \frac{1}{2K} F\right) + \frac{1}{K} \Delta t_0 \frac{\lambda}{S} F \quad (3.6.26)$$

unde: F depinde de valoarea criteriului $F_0 = \frac{a\tau}{R^2}$

Valorile funcției F se determină din nomogramele 3.6.4, 3.6.5 și 3.6.6.

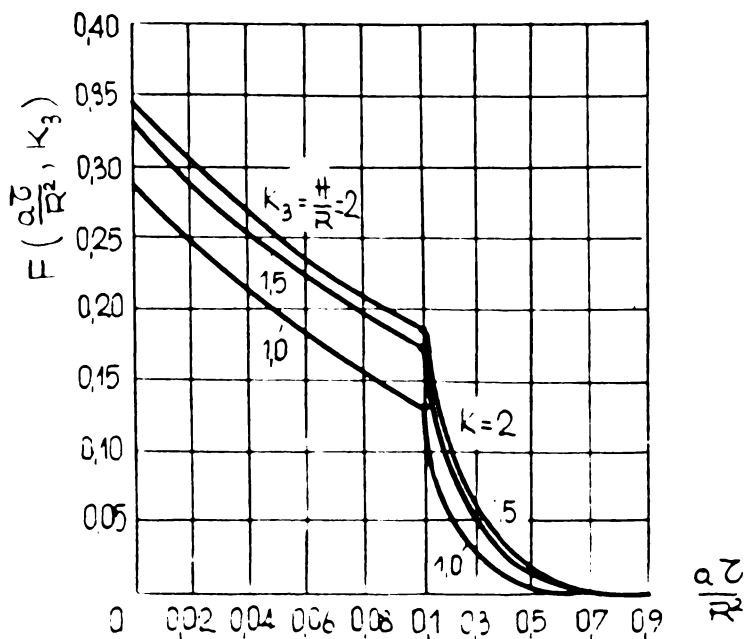


Fig.3.6.4 - Funcțiile

$F\left(\frac{\alpha\tau}{R^2}; K_3\right)$ pentru

temperaturile cup-torului și a flu-xului de căldură la o variație li-niară a temperatu-rii suprafeței ci-lindrului de lungi-me finită:
 $2H$ -înălțimea;
 R -raza cilindrului

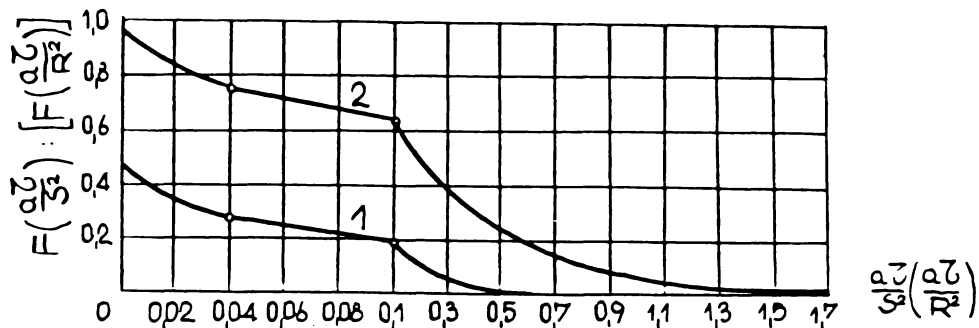


Fig.3.6.5 - Funcțiile $F(\frac{a\tau}{S^2})$ pentru temperaturile cuptorului și pentru fluxul termic la o variație liniară a temperaturii plăcii și cilindrului de lungime infinită 1-cilindru; 2-placă.

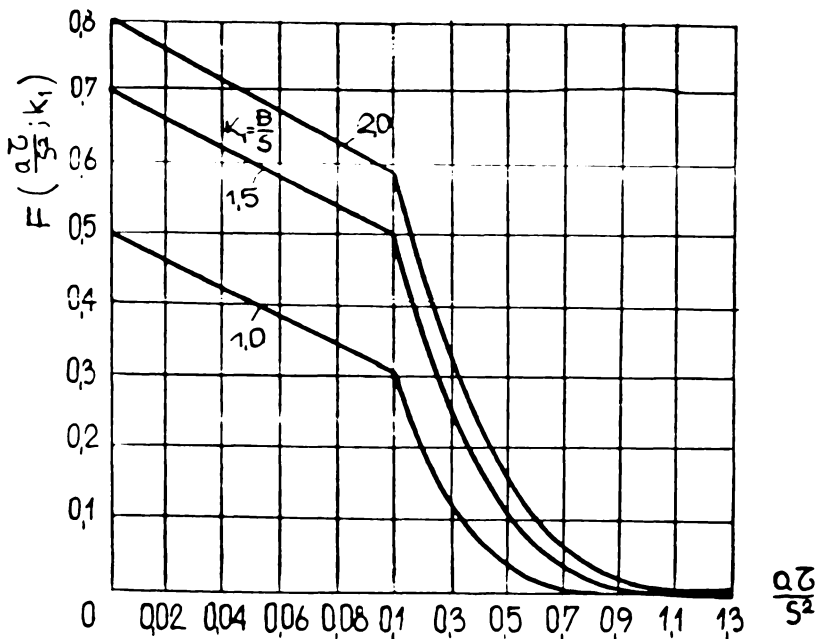


Fig.3.6.6 - Funcțiile $F(\frac{a\tau}{S^2}; K_1)$ pentru temperaturile cuptorului și pentru fluxul de căldură la o variație liniară a temperaturii suprafeței unei prisme dreptunghiulare de lungime infinită: B și S dimensiunile prismei

Temperatura admisibilă a cuptorului rezultă din nomogramele 3.6.7, 3.6.8 și 3.6.9, ultima implicând și valoarea coeficientului global de transmitere a căldurii. Potrivit celor de mai sus, s-a efectuat calculul procesului de încălzire pînă la atingerea temperaturii suprafeței de 500°C , corelat cu valorile tensiunilor admisibile și a vitezelor reale și admisibile de încălzire. În tabelul 3.6.1 sînt centralizate datele calculului pentru încălzirea probei din oțel carbon de formă paralelipipedică cu dimensiunile $100 \times 100 \times 290$

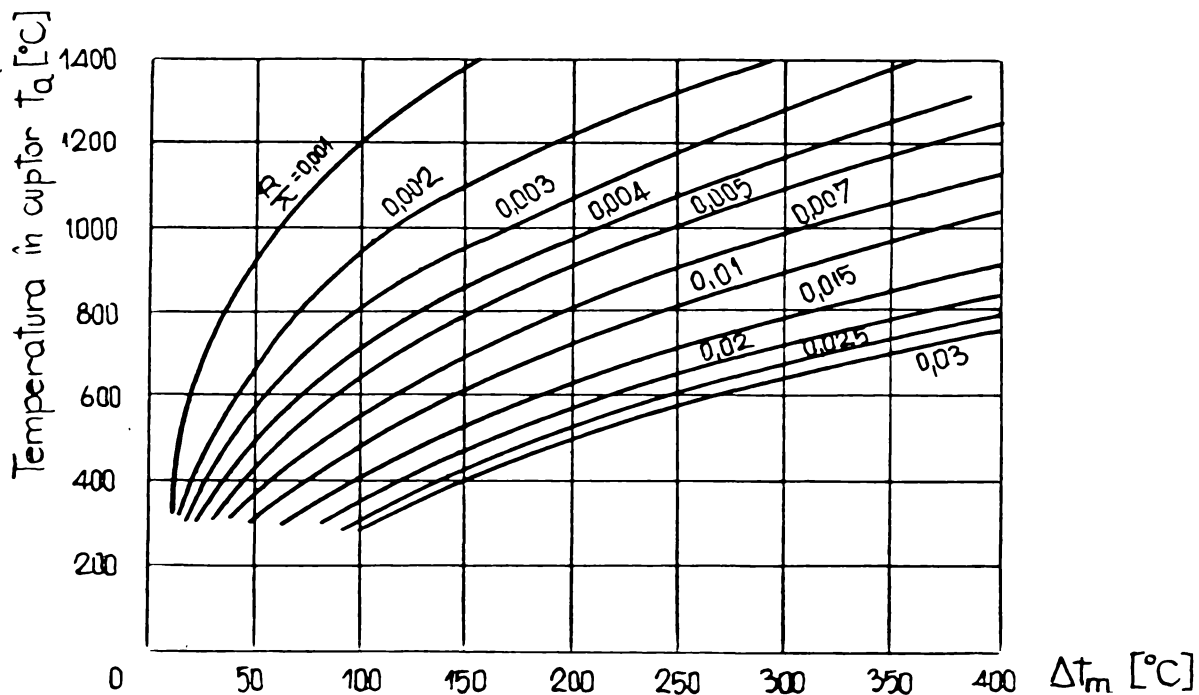


Fig.3.6.7 - Temperatura admisibilă în cuptor, în funcție de diferența maximă a temperaturii suprafeței și axului cilindrului.

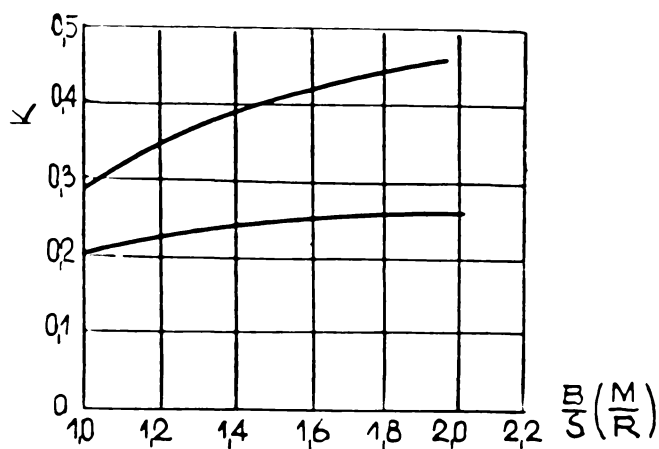


Fig.3.6.8 - Coeficienții formei pentru prisma dreptunghiulară și cilindru de lungime finită: 1-cilindru; 2-prismă

și asimilată cu un cilindru de lungime finită avînd ϕ 112,8 și lungimea $H = 290$ mm. Comparativ sînt redade datele experimentale obținute la încălzirea probei în cuptorul cu zidărie clasică.

Se poate observa o foarte bună corelare a datelor teoretice cu cele experimentale, ceea ce denotă că metoda teoretică de calcul de mai sus expusă, redă fidel fenomenul real.

În tabelul 3.6.2 sînt redade rezultatele calculului la încălzirea aceleiași probe, în cuptorul modificat, cu zidărie permeabilă, dar la aceeași încălzire termică a camerei de lucru ca și în cazul

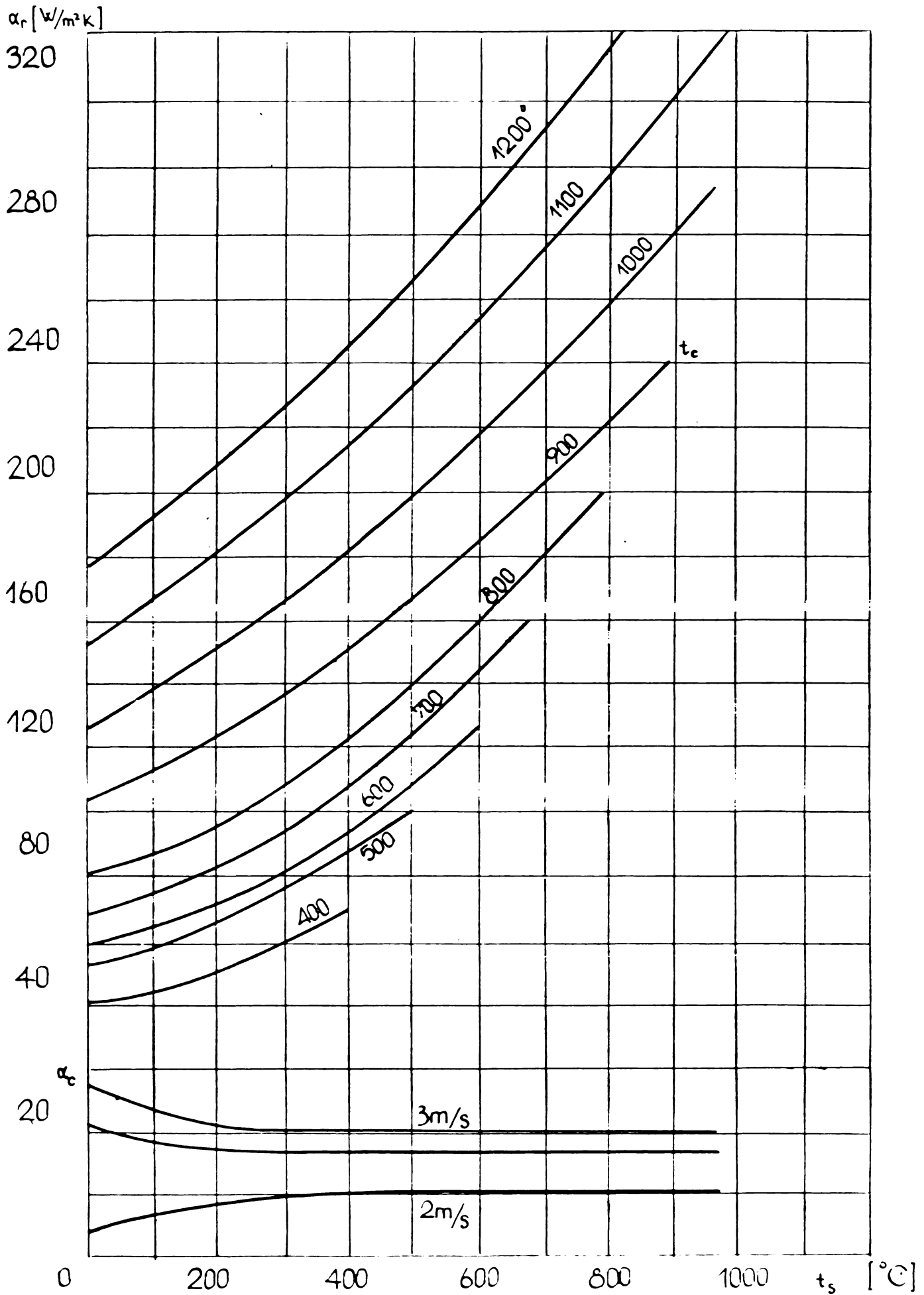


Fig.3.6.9 - Dependența coeficientului α_r de temperatură suprafeței produselor t_s și de temperatura cuptorului t_c ; și a coeficientului α_c de viteza de mișcare a aerului.

zidăriei clasice (331 KW/m^3).

Rezultatele teoretice și experimentale și de această dată sînt foarte apropiate ca valoare, ținînd mai ales seama că atît calculul (bazat în mare măsură pe nomograme) cît și măsurătorile experimentale prezintă erori sistematice:

În tabelul 3.6.1 și 3.6.2 :

t_s -temperatura la suprafață [°C]

t_c -temperatura în axul cilindrului [°C]

Δt -diferența de temperatură dintre suprafață și ax [°C]

$t_{c \text{ exp}}$ -temperatura în ax, măsurată experimental [°C]

a -difuzibilitatea termică [m^2/h]

c -capacitatea calorică specifică a oțelului [KJ/KgK]

t_e -temperatura în cuptor (admisibilă) [°C]

Se poate conchiziune că valorile vitezei de încălzire a probei sînt situate sub valorile limită admisibile (vezi tabelul 3.6.1 și 3.6.2) pentru toate cele cinci intervale de calcul, fără a se modifica încărcarea termică a spațiului de lucru al cuptorului. Așa cum s-a mai arătat, peste valoarea temperaturii suprafeței materialului de 500°C , posibilitatea apariției tensiunilor termice periculoase practic este înlăturată motiv pentru care și calculele s-au finalizat la această temperatură.

În condițiile încălzirii oțelului turnat la dimensiuni care depășesc cu mult pe cele ale probei din cuptorul experimental (lingouri, cilindri de laminor, piese turnate mari, etc), modul de calcul mai sus expus, se aplică noilor condiții concrete fără nici o modificare, obținînd astfel indicii asupra noului regim de încărcare termică necesar, odată cu modificarea zidăriei prin montarea pereților refractari permeabili.

Exactitatea metodei depinde în foarte mare măsură de precizia cu care s-a determinat distribuția cîmpului de temperatură în materialul care se încălzește, motiv pentru care s-a conceput un program de calcul original bazat pe metoda diferențelor finite avînd dublu scop: determinarea cu precizie a distribuției temperaturii în material și verificarea autenticității valorilor coeficienților globali de transfer a căldurii în spațiul de lucru obținuți pe cale analitică și experimentală.

Table 3

t_{s0} [°C]	$\beta \cdot 10^6$	W [N/mm ²]	σ_{ad} [N/mm ²]	λ [W/mK]	C [KJ/KgK]	$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$ [m ² /h]	t_s [°C]	t_{c0} [°C]	t_a [°C]	Δt_0 [°C]
0	11,20	201,105	373	45,36	0,519	0,040	100	0	0	0
100	11,89	204,048	353	44,20	0,555	0,037	200	0	20	100
200	12,47	194,238	334	43,03	0,591	0,034	300	20	95	180
300	13,26	187,371	324	40,13	0,628	0,029	400	95	220	205
400	13,90	172,656	304	37,22	0,684	0,025	500	220	330	180
500	14,36	153,036	206	32,57	0,739	0,020	600	330	470	170

t_{s0} [°C]	Δt [°C]	$t_{c,exp}$ [°C]	$0,7 \cdot \frac{\sigma_{ad}}{\beta \cdot W}$	$\frac{C \cdot R^2}{a}$	C_{ad} [°C/h]	τ [ore]	$\frac{a \cdot \tau}{R^2}$	$\tau \left(\frac{a \cdot \tau}{R^2} \right)$	t_a [°C]	$\frac{R}{\lambda}$ [m ² /WK]	i f_{req1} [°C/h]
0	100	20	1115,9	1500	18850	0,033	0,415	0,03	1120	0,0012	3030
100	180	60	101,8	1500	17450	0,042	0,488	0,025	1280	0,0012	2380
200	205	110	96,52	890	9515	0,050	0,535	0,020	1300	0,0013	2000
300	180	230	91,14	650	5927	0,083	0,757	0,020	1300	0,0014	1205
400	170	345	88,66	500	5738	0,091	0,715	0,020	1300	0,0015	1095
500	130	470	85,61	440	2767	0,108	0,679	0,020	1300	0,0017	920

1021 3 902

t_{s0} [°C]	$\beta \times 10^6$ [1/mK]	σ_{ad} [N/mm ²]	E [N/mm ²]	λ [W/mK]	c [KJ/KgK]	$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c}$ [m ² /h]	t_B [°C]	t_{s0} [°C]	t_0 [°C]	Δt_0 [°C]
0	11.20	373	201 105	45.36	0.519	0.040	100	0	0	0
100	11.89	353	204 048	44.20	0.555	0.037	200	0	30	100
200	12.47	334	194 238	43.03	0.591	0.034	300	30	105	170
300	13.26	324	187 371	40.13	0.628	0.029	400	105	220	195
400	13.90	304	172 656	37.22	0.684	0.025	500	220	325	180
500	14.36	206	153 036	32.57	0.739	0.020	600	325	468	175

t_{s0} [°C]	Δt [°C]	$t_{0 \text{ exp}}$ [°C]	$\frac{\sigma_{ad} \cdot 0.7}{\beta \cdot E}$	$\frac{\sigma R^2}{a}$	C_{ad} [°C/h]	τ [ore]	$\frac{a \cdot \tau}{R^2}$	$F(-\frac{a \cdot \tau}{R^2})$	t_a [°C]	$\frac{R}{\lambda}$ [m ² /W · K]	C_{real} [°C/h]
0	100	25	115.9	1500	18 850	0.041	0.515	0.020	1 200	0.0012	2 439
100	170	70	101.8	1500	17 452	0.033	0.348	0.032	1 350	0.0012	3 030
200	195	130	96.52	940	10 050	0.041	0.438	0.025	1 350	0.0013	2 439
300	180	240	91.14	700	6 383	0.041	0.374	0.033	1 350	0.0014	2 439
400	175	340	88.66	710	5 581	0.053	0.416	0.028	1 350	0.0015	2 087
500	170	420	65.11	730	2 704	0.053	0.477	0.022	1 350	0.0017	1 315

3.7. Determinarea cîmpului de temperatură în secțiunea transversală a probei prin metoda diferențelor finite, cu mijloace de calcul electronic.

Cunoașterea cîmpului de temperatură în secțiunea semifabricatelor supuse încălzirii sau tratamentului termic are o deosebită importanță așa cum s-a mai arătat, pentru determinarea valorilor tensiunilor termice care prin depășirea valorilor admisibile pot compromite calitățile fizico-mecanice ale materialului supus în încălzirii sau tratamentului termic.

Determinarea cîmpului de temperatură prin mijloace de calcul electronic are ca scop în cazul de față, verificarea valabilității calculului coeficienților globali de transfer termic în spațiul de lucru al cuptorului pentru cele două variante de funcționare, cu zidărie clasică și după montarea pereților permeabili.

Considerînd încadrarea probei în coordonate carteziene (fig. 3.7.1), și divizarea volumului în cuburi cu latura Δ astfel ca la

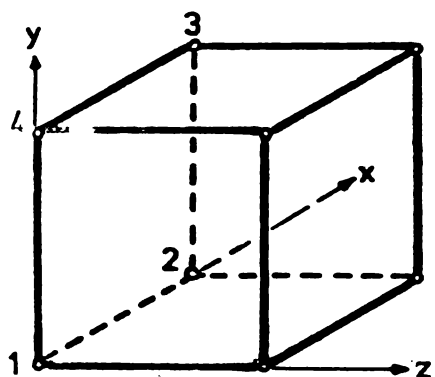


Fig. 3.7.1

suprafața limită laterală paralelipipedului să fie mărginit de paralelipipede cu secțiunea pătrată $\Delta \times \Delta$ și înălțimea $\frac{\Delta}{2}$, se va scrie ecuația lui Fourier în diferențe finite pentru suprafață, muchie și colț. Coeficientul α de transfer global al căldurii din spațiul de lucru la probă pe direcțiile axelor Ox și Oy , conform cu rezultatele calculelor aferente acestui coeficient, are valori

distincte $\alpha_{x_1} \neq \alpha_{x_2}$ și $\alpha_{y_1} \neq \alpha_{y_2}$.

Ținînd seama de condițiile de stabilitate potrivit cărora pentru ecuațiile de suprafață

$$1 - \frac{4}{M} \geq 0 \quad (3.7.1)$$

sau

$$\frac{\Delta^2}{a \cdot \Delta \tau} \geq 4 \quad \text{și} \quad \Delta \tau \leq \frac{\Delta^2}{4a} \quad (3.7.2)$$

iar pentru ecuațiile de muchie

$$1 - \frac{2N + 4}{M} \geq 0 ; \quad N = \frac{\alpha \cdot \Delta}{\lambda} \quad (3.7.3)$$

$$\Delta z \leq \frac{\Delta^2}{2a \left(\frac{\alpha \cdot \Delta}{\lambda} + 2 \right)} \quad (3.7.4)$$

și pentru ecuațiile de colț

$$1 - \frac{4 + 2N_x + 2M_y}{M} \geq 0 \quad (3.7.5)$$

$$\Delta z \leq \frac{\Delta^2}{2a \left(\frac{\alpha_x \cdot \Delta}{\lambda_x} + \frac{\alpha_y \cdot \Delta}{\lambda_y} + 2 \right)} \quad (3.7.6)$$

se vor putea scrie ecuațiile de transmitere a căldurii, precum și soluțiile particulare ale ecuației lui Fourier luând în considerare relația (3.7.1. - 3.7.6):

- ecuația pentru suprafață:

$$\lambda \frac{t_{x,y}^z + \Delta - t_{x,y}^z \cdot \Delta^2}{\Delta} + \lambda \frac{t_{x-\Delta,y}^z - t_{x,y}^z \cdot \Delta^2}{\Delta} = \lambda \frac{t_{x,y}^z - t_{x,y}^z - \Delta \cdot \Delta^2}{\Delta} + \lambda \frac{t_{x,y}^z - t_{x+\Delta,y}^z \cdot \Delta^2}{\Delta} + \rho \cdot c \cdot \frac{t_{x,y}^z - t_{x,y}^z \cdot \Delta^3}{\Delta^2} \quad (3.7.7)$$

$$t_{x,y}^z = \frac{1}{M} \left[t_{x,y}^z + \Delta + t_{x+\Delta,y}^z + t_{x,y}^z - \Delta + t_{x-\Delta,y}^z \right] + \left(1 - \frac{4}{M} \right) t_{x,y}^z \quad (3.7.8)$$

- ecuația pentru muchie:

$$\alpha_y \cdot (t_{gy}^z - t_{xy}^z) \cdot \Delta^2 + \lambda \cdot \frac{t_{x-\Delta,y}^z - t_{x,y}^z \cdot \Delta^2}{\Delta} = \lambda \cdot \frac{t_{xy}^z - t_{x+\Delta,y}^z \cdot \Delta^2}{\Delta} + \rho \cdot c \cdot \frac{t_{xy}^z - t_{xy}^z \cdot \Delta^3}{\Delta^2} \quad (3.7.9)$$

$$t_{x,y}^z = \left(1 - \frac{2N_y + 4}{M} \right) t_{xy}^z + \frac{1}{M} (t_{x-\Delta,y}^z + t_{x+\Delta,y}^z + 2t_{x,y}^z + \Delta) + \frac{2N_y}{M} t_{gy}^z \quad (3.7.10)$$

- ecuația pentru colț:

$$\alpha_x \cdot (t_{gx}^z - t_{xy}^z) \frac{\Delta^2}{2} + \alpha_y \cdot (t_{gy}^z - t_{xy}^z) \cdot \frac{\Delta^2}{2} = \frac{\lambda}{\Delta} \left[(t_{xy}^z - t_{x+\Delta,y}^z) + (t_{xy}^z - t_{x,y}^z + \Delta) \cdot \frac{\Delta^2}{2} \right] + \rho \cdot c \cdot \frac{t_{xy}^z - t_{xy}^z \cdot \Delta^3}{\Delta^2} \quad (3.7.11)$$

$$t_{xy} = t_{xy} \left[1 - \frac{4}{M} - \frac{2N_x + 2N_y}{M} \right] + \frac{2}{M} \left[t_x + \Delta, y + t_x, y + \Delta \right] + \frac{2}{M} (N_x t_{gx} + N_y t_{gy}) \quad (3.7.12)$$

Cu aceste relații de calcul s-a conceput un program FORTRAN prezentat în anexă împreună cu datele și rezultatele calculului.

Finalizarea calculului constă din imprimarea unor matrici de distribuției temperaturilor în secțiunea transversală a probei, la diferite momente ale procesului de încălzire, pentru funcționarea cuptorului cu zidărie clasică și cu zidărie permeabilă.

Datele de calcul pentru cuptorul cu zidărie clasică sînt centralizate în tabelul 3.7.1 iar datele pentru cuptorul cu zidărie permeabilă, în tabelul 3.7.2.

Comparînd datele de calcul cu valorile înregistrate ale temperaturilor zidăriei și probei în cele două variante de funcționare a cuptorului cu zidărie clasică (fig.3.7.2 - 3.7.3), și a cuptorului cu zidărie permeabilă (fig.3.7.4 - 3.7.5) la o încărcare termică a spațiului de lucru de 331 KW/m^3 , rezultă că diferențele între valorile măsurate și cele calculate sînt foarte mici, comparativ cu erorile de măsurare directă, după cum reiese și din tabelul 3.7.3.

Suprapunerea valorică de date calculate și măsurate duce la concluzia că metodele de determinare și calcul a coeficienților globali de transfer termic în spațiul cuptorului utilizate în cercetările de față, sînt cele mai potrivite, putîndu-se utiliza în cazul cuptoarelor de încălzire și tratament termic industriale, așa cum s-a procedat și la aplicarea industrială a cercetărilor de laborator ce fac obiectul prezentei lucrări.

t_{impul} [min]	t_{gaze} [$^{\circ}C$]	t_{mat} [$^{\circ}C$]	λ [$\frac{W}{m \cdot K}$]	c [$\frac{J}{kg \cdot K}$]	a [$\frac{m^2}{min}$]	Δ [mm]	$\alpha_{x1} = \alpha_{x2}$ [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]	α_{y1} [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]	α_{y2} [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]	ΔT_{int} [min]
0-20	665	335	36,5	565	4,94 10^{-4}	25	98,82	111,76	53,42	0,316
20-40	820	680	27,20	740	2,81 10^{-4}	25	159,20	180,03	86,05	0,556
40-62	905	820	23,30	838	2,13 10^{-4}	25	197,22	223,04	106,60	0,733

t_{impul} [min]	$N_{x1} = N_{x2}$	N_{y1}	N_{y2}	ΔT_{muchie}		ΔT_{colt}		ΔT [min]	M		
0-20	0,067	0,076	0,036	0,306	0,305	0,311	0,296	0,294	0,305	0,25	5,06
20-40	0,146	0,165	0,079	0,518	0,514	0,535	0,485	0,477	0,515	0,45	4,94
40-62	0,212	0,239	0,114	0,663	0,655	0,694	0,605	0,592	0,658	0,55	5,33

Tabel 1.2

[min]	t_{gaze} [°C]	t_{lab} [°C]	$\frac{W}{m \cdot K}$	c [$\frac{J}{kg \cdot K}$]	a [$\frac{m^2}{min}$]	Δt [min]	$\alpha_{x1} = \alpha_{x2}$ [$\frac{m^2}{W \cdot K}$]	α_{y1} [$\frac{m^2}{W \cdot K}$]	α_{y2} [$\frac{m^2}{W \cdot K}$]	ΔT_{int} [min]
0-10	810	248	32,2	540	$4,58 \cdot 10^{-4}$	25	107,93	122,06	58,34	0,34
10-20	982	560	25,6	690	$7,85 \cdot 10^{-4}$	25	168,83	190,93	91,26	0,54
20-35	1047	776	18,7	815	$1,76 \cdot 10^{-4}$	25	224,29	253,66	121,23	0,88

[min]	$N_{x1} = N_{x2}$	N_{y1}	N_{y2}	ΔT_{mucha} [min]	ΔT_{colt} [min]	ΔT [min]	M				
0-10	0,083	0,094	0,045	0,308	0,307	0,314	0,297	0,294	0,307	0,25	5,45
10-20	0,164	0,186	0,089	0,464	0,460	0,480	0,433	0,426	0,462	0,25	8,77
20-35	0,299	0,339	0,162	0,715	0,703	0,757	0,637	0,620	0,708	0,25	7,10

Tabel 3.

t _{imp} [min]	Cuptor cu zidărie clasică				Cuptor cu zidărie permeabilă			
	Temperatura [°C]		Temperatura [°C]		Temperatura [°C]		Temperatura [°C]	
	La suprafața probei	Măsurată	In centrul probei	Măsurată	La suprafața probei	Măsurată	In centrul probei	Măsurată
0	18	18	18	18	18	18	18	18
20	423,34	470	406,53	400	366,70	385	328,79	325
40	712,74	720	695,35	675	669,56	642	615,07	578
60	873,52	860	853,52	810	869,13	808	809,65	775
62	871,12	870	861,57	825	922,50	892	879,88	853

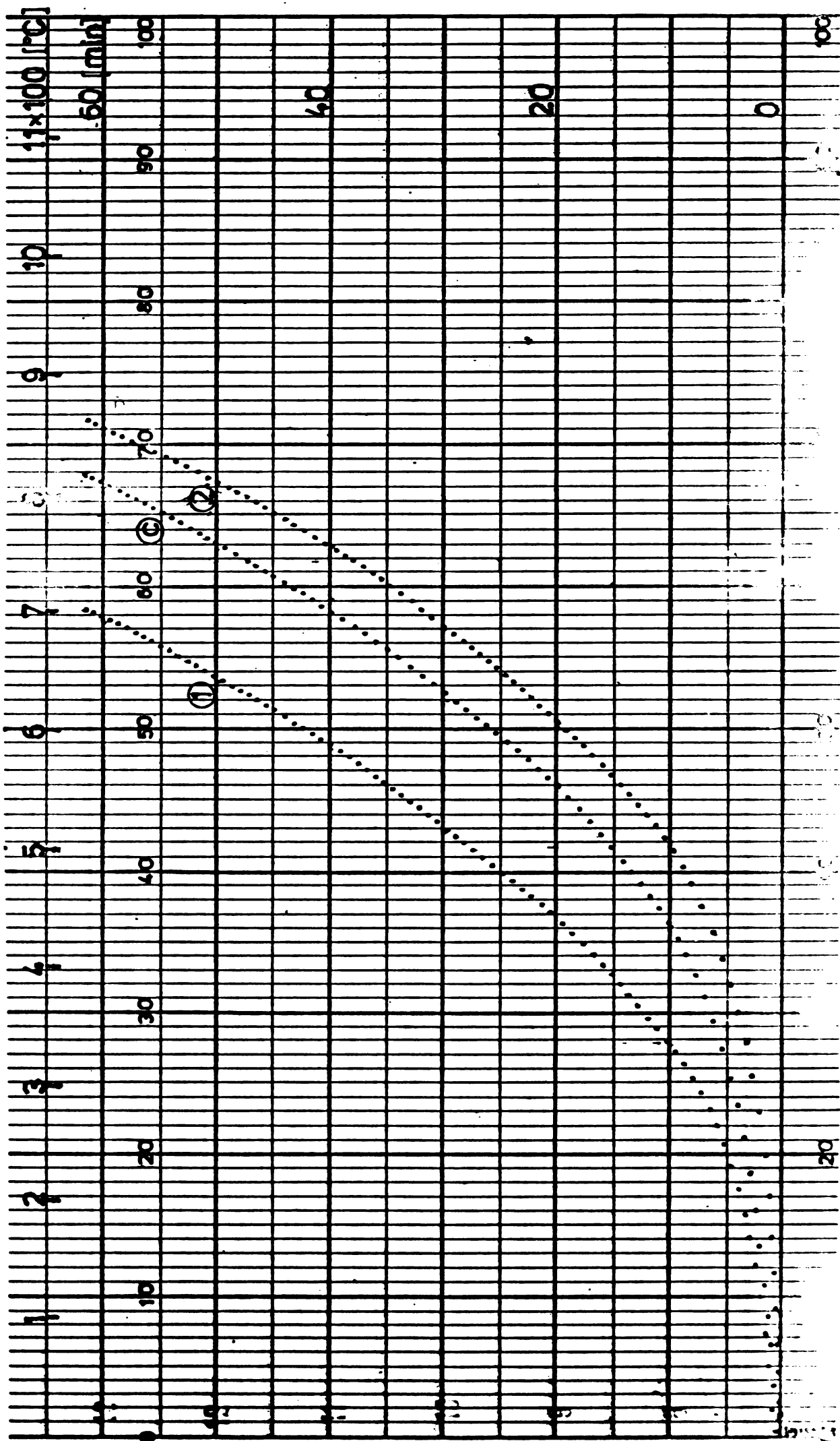


FIG.3.7.2 - Diagrama înregistrată a temperaturii în timp în timpul încălzirii a cuplorului la încălzirea termică de 331 KW/m²
① - Zona I (dinapre ușa cuplorului); ② - Zona 2 (dinapre ușa cuplorului)

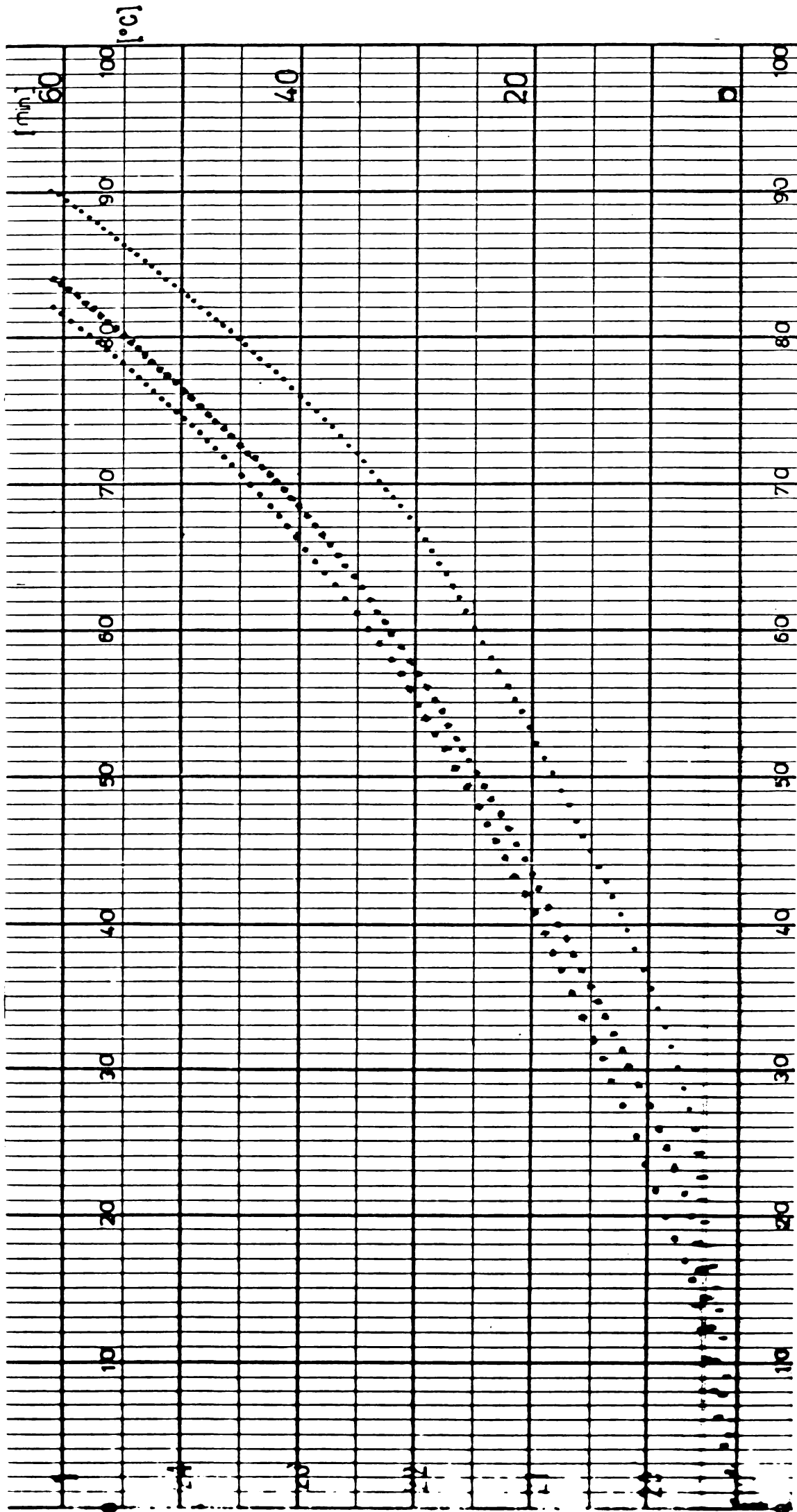


Fig.3.7.3 - Diagrama înregistrată a temperaturii probei (100 x 100 x 290) din oțel, încălzită în cuptorul cu zidărie normală.

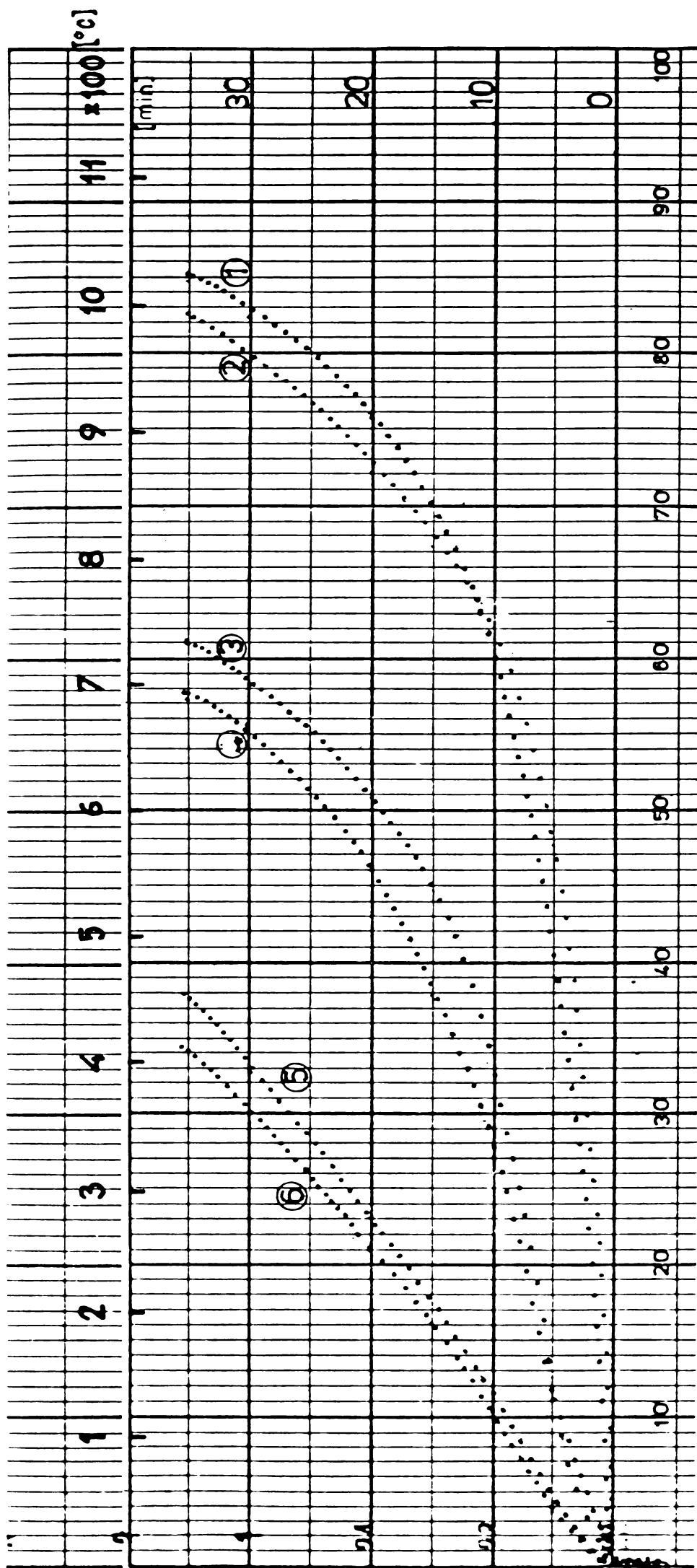


Fig.3.7.4. - Diagrama înregistrată a temperaturii zidăriei normale și permeabile a cuptorului, la încărcarea termică de 331 KW/m³
1,2 -temperatura peretelui permeabil pe fața interioară
3,4 -temperatura peretelui permeabil pe fața exterioră
5,6 -temperatura peretelui normal pe fața interioară

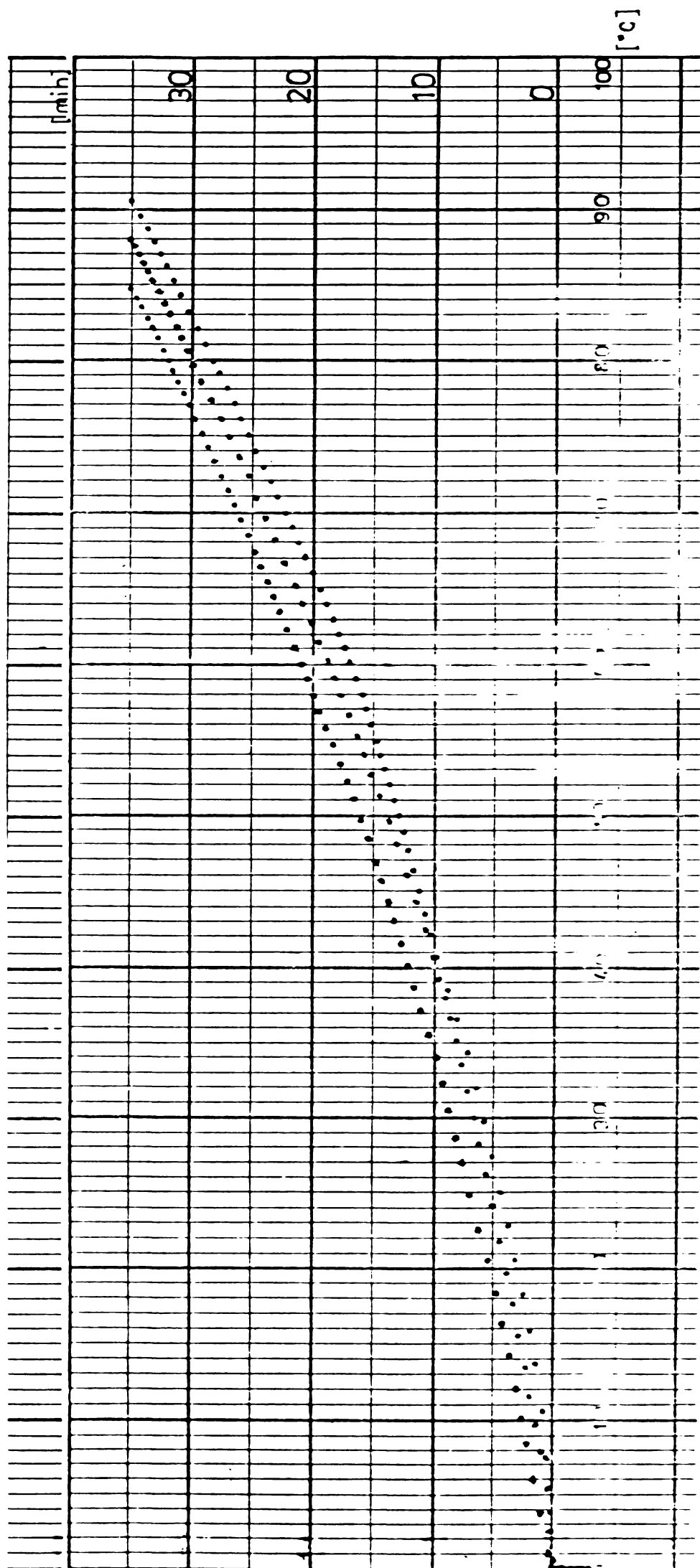


Fig.3.7.5. - Diagrama înregistrată a temperaturii probei (100 x 100 x 290), din oțel, încălzită în cuptorul cu zidărie permeabilă de \varnothing 4 mm.

CAPITOLUL 4

APLICAREA LA SCARA INDUSTRIALA

A CERCEȚĂRILOR PRIVIND MODIFICAREA SPATIULUI DE LUCRU AL CUPTOARELOR METALURGICE PRIN MONTAREA PERETILOR REFRACTARI PERMEABILI

4.1. Experimentarea la scară industrială

Aplicarea rezultatelor cercetărilor efectuate în laborator a avut loc la un cuptor de tratament termic al cilindrilor de laminat, aparținând turnătoriei de cilindri a Intreprinderii "Victoria" Jălan.

Cuptorul de tratament termic este de tipul cu vatră mobilă utilizând gaz natural, fără recuperarea energiei gazelor de ardere evacuate.

Caracteristicile de bază ale cuptorului sînt următoarele:

- regim de lucru discontinuu în trei schimburi;
- dimensiunile vetrei: lungimea 5,2 m; lățimea 2,0 m; înălțimea 1,8 m;
- sarcina maximă pe vatră: 25 t;
- consum maxim de gaz natural : 180 m³N/h;
- arzătoare cu impuls cu supraveghetor de flacără și auto-prinzător;
- debitul nominal al unui arzător : 10 m³N/h;
- acționarea vetrei : electromecanic;
- reglarea presiunii cu clapetă autoreglabilă (cu contracautate);
- ventilator centrifugal $V=432/2$; $Q=1000$ m³/h; $H=467$ mm H_2O ;
 $P=3$ KW (2 buc.);
- evăcuarea gazelor prin tiraj natural;
- greutatea construcției metalice 24884 Kg;
- greutatea zidăriei 84200 Kg;

În cadrul experimentărilor s-au urmărit parametrii tehnologici și termodinamici ai cuptorului pentru tratamentul termic al cilindrilor de laminat din fontă aliată, cu dimensiunile $\varnothing 570 \times 900$, tratamentul executîndu-se pentru o încărcătură formată din patru asemenea cilindri.

Diagrama de tratament este conform cu fig.4.1.1 potrivit căreia temperatura de început a tratamentului este de 300°C, și durează

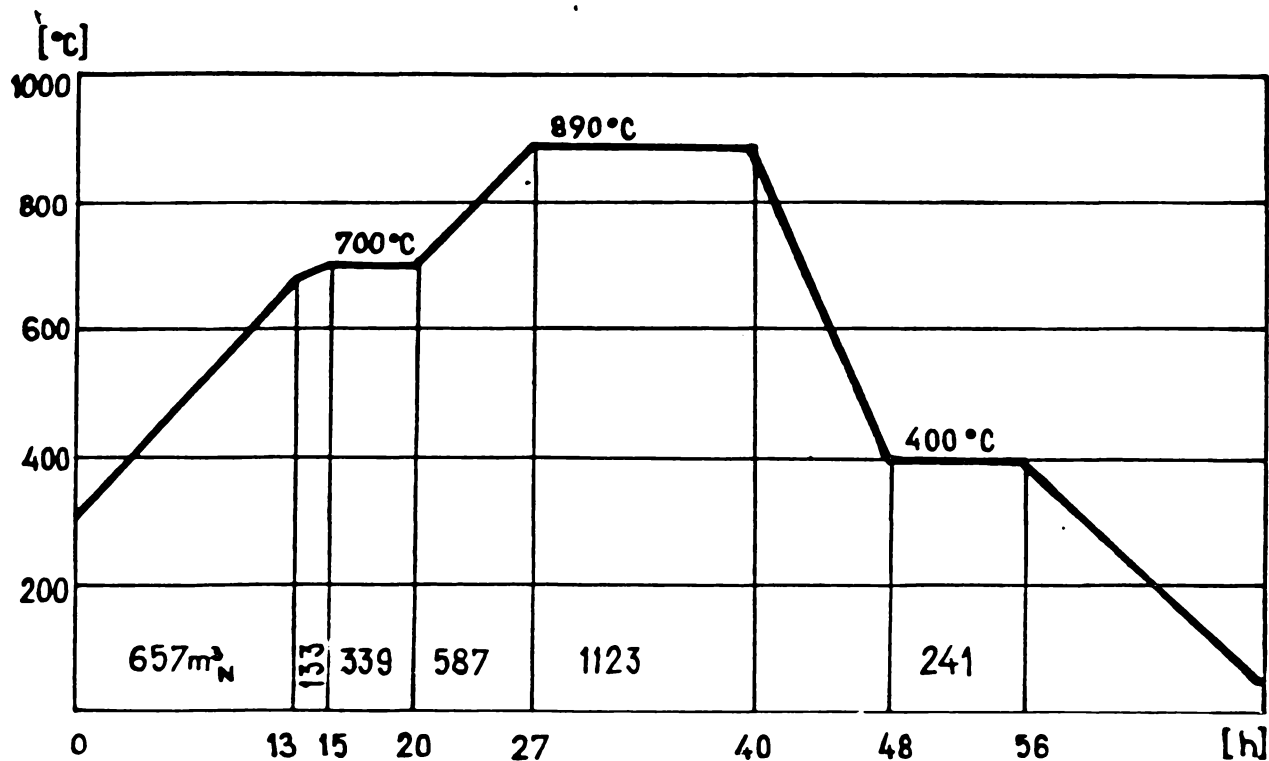


Fig.4.1.1

48 de ore cu consum de combustibil și cca 72 ore în totalitate, luându-se în calcul și cele două perioade de răcire.

Se realizează tratamente termice de omogenizare austenitică, încălziri pulsatorii, pentru mărunțirea grăuntelui austenitic și călire.

S-a analizat funcționarea cuptorului pentru tratamentul sus amintit în perioada ianuarie - iulie 1981, perioadă în care nu s-a modificat tehnologia de tratament, dar s-au măsurat toți parametrii termodinamici de bază cu aceeași aparatură în scopul evitării apariției erorilor nesistematice.

Din această perioadă s-au selectat tratamentele cele mai reprezentative, efectuându-se medii ale consumurilor de combustibil din fiecare etapă de tratament, întocmindu-se un bilanț termic al funcționării cuptorului defalcat pe fiecare etapă, conform diagramei reale de tratament.

Se remarcă o neconcordanță a diagramei reale de tratament care începe încălzirea de la 20°C (față de diagrama din proiectul tehnologic care prevede o încălzire de la 300°C) nefiind optimizat procesul de prelucrare mecanică a cilindrilor (strunjire de degro-

șare executată la altă secție uzinală) cu procesul de tratament termic. Din aceste motive cuptorul staționează 2-3 zile, timp în care zidăria își pierde în totalitate căldura acumulată la tratamentul precedent.

Prin urmare toate referirile asupra funcționării cuptorului se fac la diagrama reală de tratament conform cu fig.4.1.2. și 4.1.3.

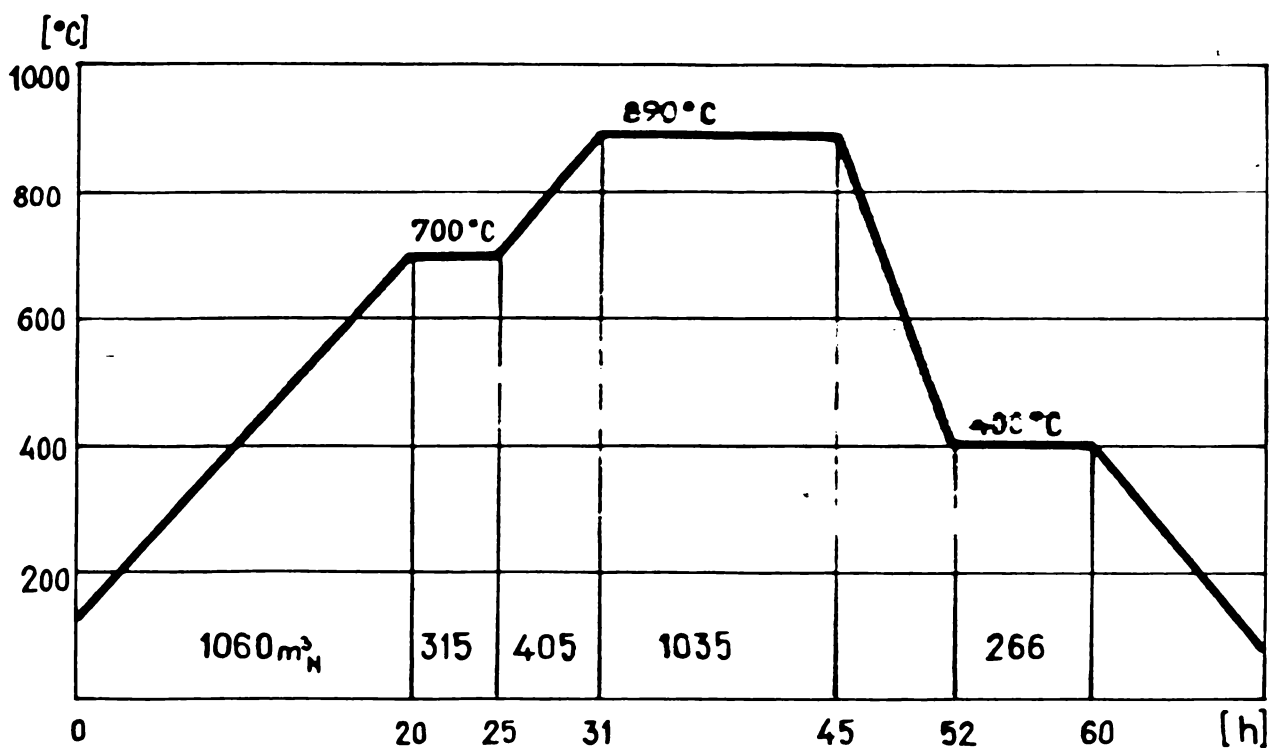
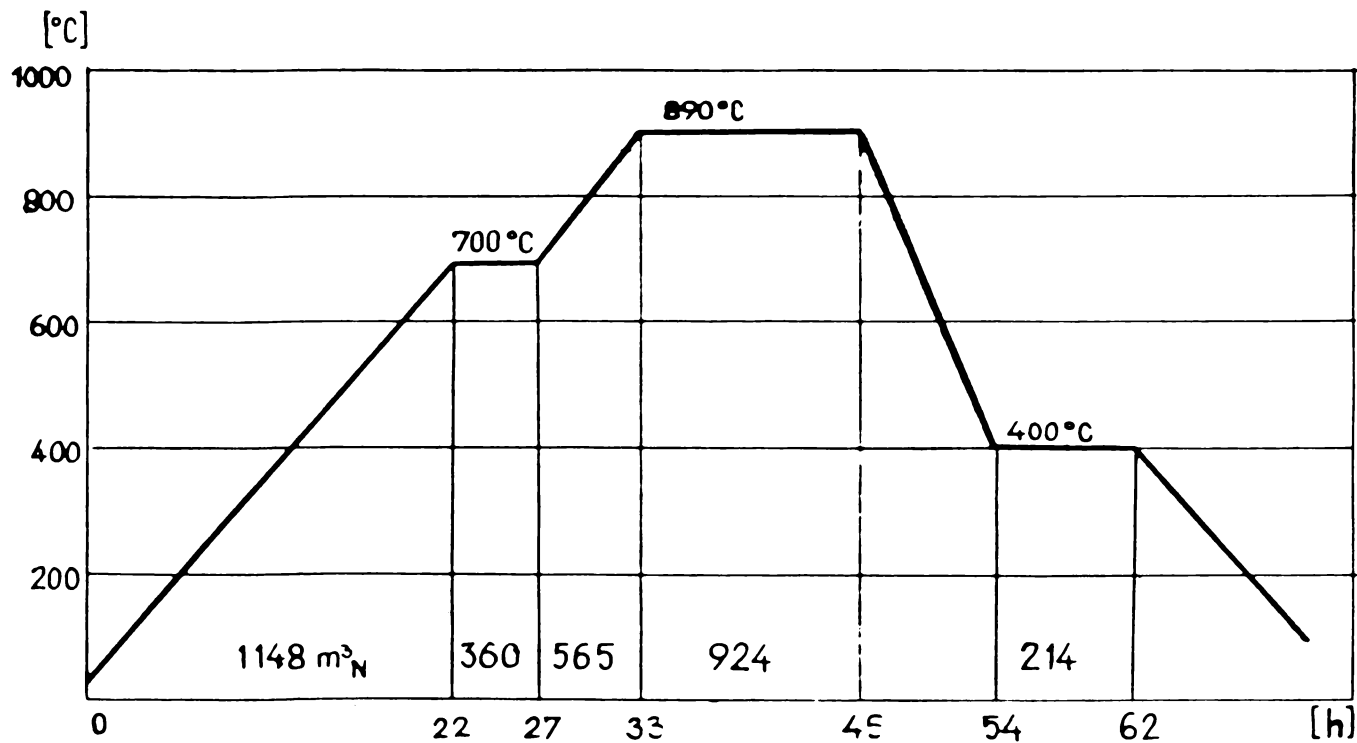


Fig.4.1.2



La începutul lunii august 1981 s-a modificat zidăria cuptorului, prin montarea unui perete permeabil paralel cu peretele posterior, în fața gurii canalului de evacuare a gazelor arse (fig.4.1.4)



Fig.4.1.4 - 1 -peretele posterior;
2 -pereții laterali;
3 -bolta;
4 -bloc de arzătoare (stîng);
5 -canalul pentru evacuarea gazelor de ardere

Peretele s-a zidit pe o grindă de rezistență formată din profile U 20 și I 14 din oțel termorezistent, căptușită cu material izolator în scopul protejării termice a grinzii și asigurării unei rezistențe la fluaș cît mai ridicate.

În dreptul gurii de evacuare a gazelor, peretele este înzidit cu cărămidă normală RCA 73 pentru împiedecarea trecerii gazelor arse, direct spre canalul de fum, relizîndu-se astfel o încălzire uniformă pe întreaga suprafață a peretelui refractar permeabil (fig. 4.1.5).

Cărămida refractară ce formează peretele permeabil s-a executat conform desenului de execuție fig.4.1.a, prezentîndu-se la întreprinderea de Produse Refractare Baru (Centrala Ind. Brașov), trei variante (conf. cu desenele 4.1.a, 4.1.b și 4.1.c).

Executantul cărămizilor este Întreprinderea de Produse Refractare Baru, unde s-a ales pentru fabricare tipul de cărămidă conf. desenului 4.1.a, după ce în paralel s-a încercat tehnologia de fabrica-

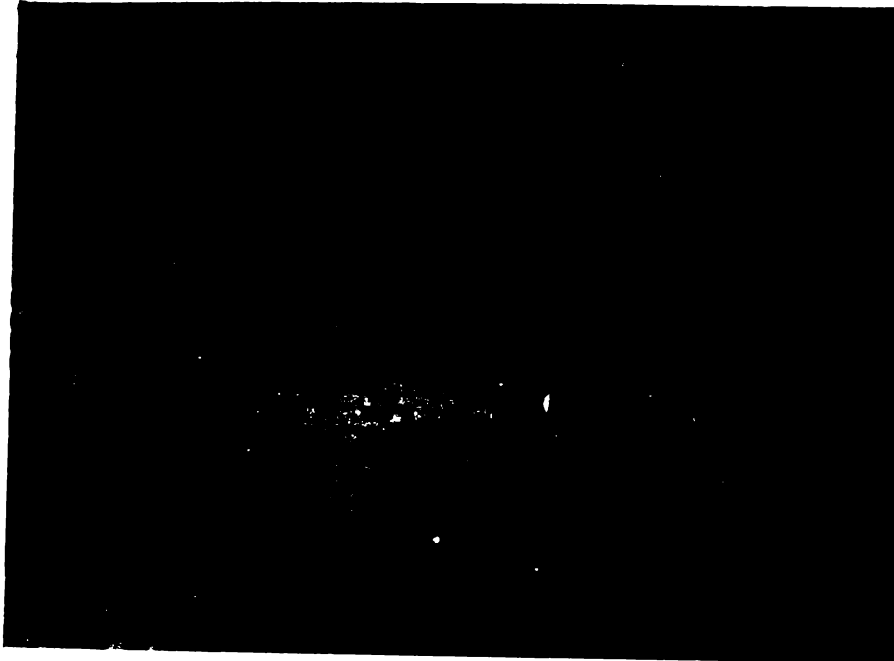


Fig.4.1.5. - 1 -peretele refractar permeabil;
2 -ecranul impermeabil în fața gurii de evacuare a gazelor de ardere;
3 -blocul stîng de arzătoare.

ție pentru toate cele trei tipuri.

Deoarece cărămizile ca dimensiuni de gabarit, se încadrează cu dimensiunile standardizate (250 x 125 x 65 mm), producătorul a modificat numai un plan al matriței, presarea plastică și uscarea neprezentînd dificultăți aparte. Costul de fabricare s-a încadrat în prețul de cost și livrare pentru cărămizi refractare RCA 73 format normal standardizat, în cazul de față serie mică, deoarece comanda s-a referit la o cantitate de 3,1 t.

La celelalte două variante s-a renunțat deoarece cărămizile se deforma după uscare și ardere, prezentau fisuri profunde, cantitatea de rebuturi fiind considerabilă întru-cît și posibilitățile tehnologice de fabricare ale întreprinderii sînt limitate.

Calculul peretelui refractar permeabil

Potrivit configurației zidăriei normale (5, fig.4.1.4) secțiunea canalului pentru evacuarea gazelor de ardere este

$$S=0,460 \times 0,345=0,159 \text{ m}^2,$$

astfel că pentru un debit maxim de combustibil $B=180 \text{ m}^3/\text{h}$ va rezulta un debit al gazelor de ardere:

$$\dot{V}_{gt} = B \cdot V_{gt} = B \cdot (V_{CO_2} + V_{CO} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2O}) \quad (4.1.1)$$

$$\dot{V}_{gt} = 3398,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

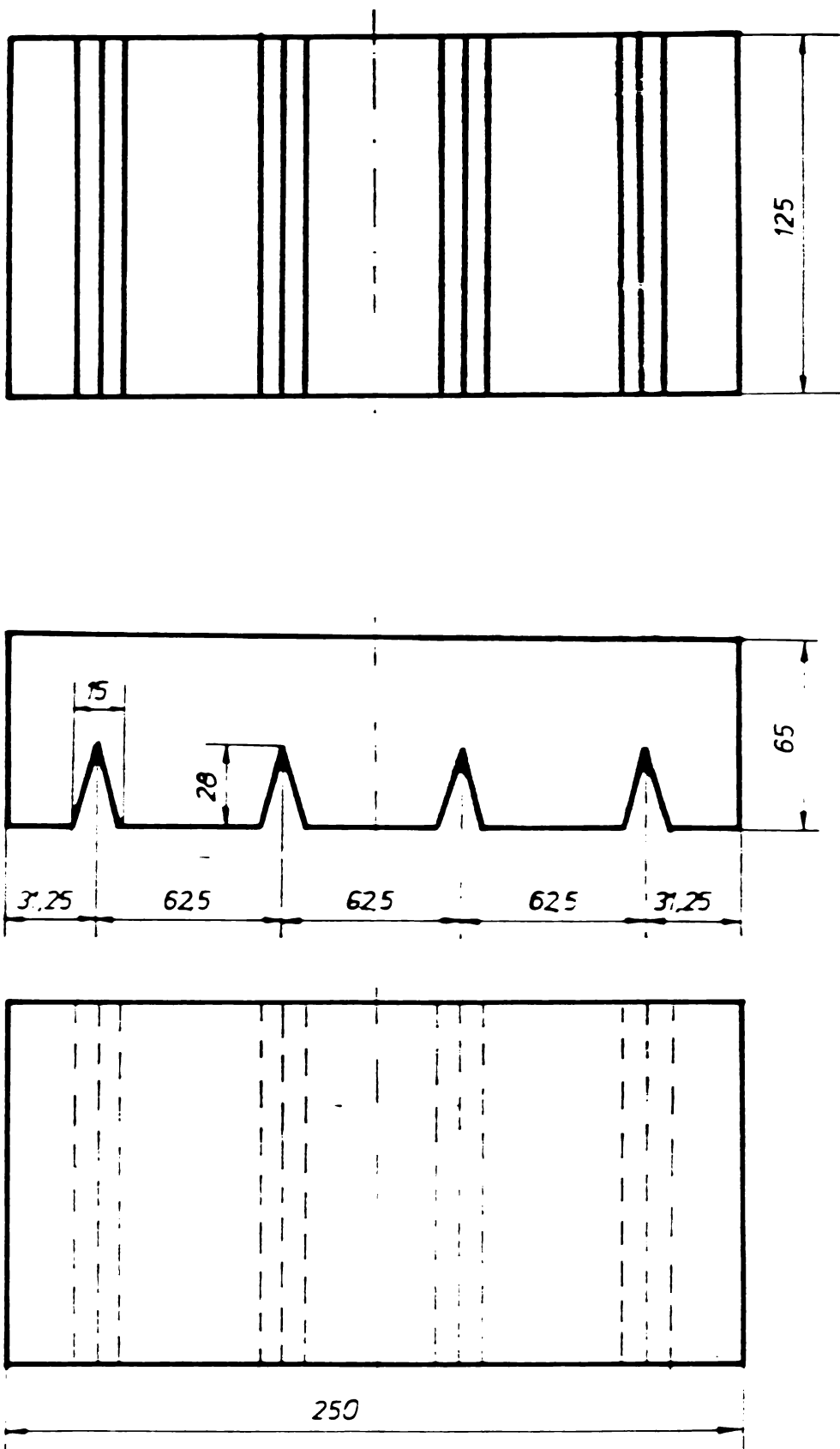


Fig.4.1.a

Viteza teoretică a gazelor prin canalul de fum este:

$$w_g = \frac{\dot{V}_{gt}}{S} = 5,94 \text{ m/s}, \quad (4.1.2)$$

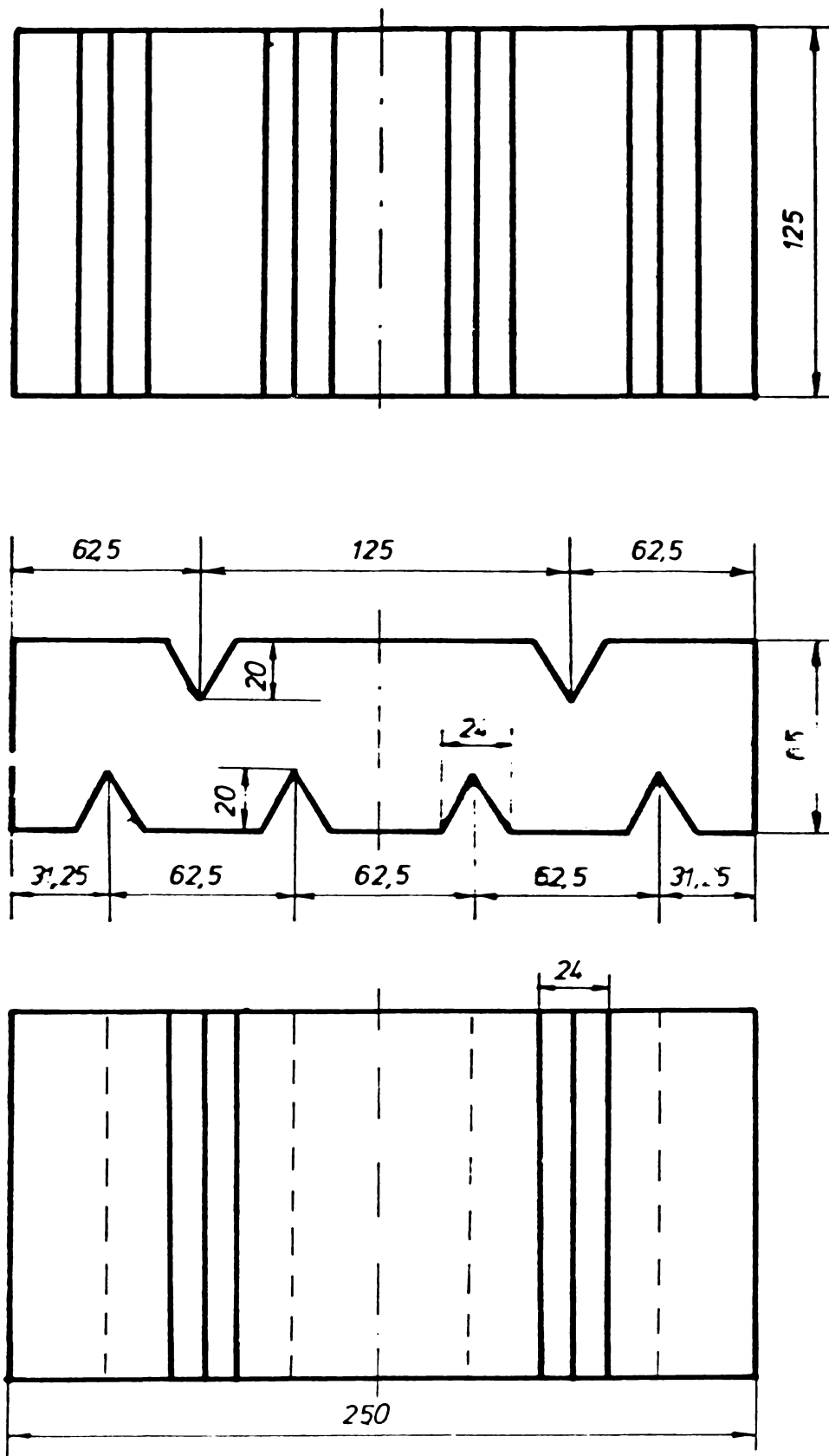


Fig.4.1.b

ținând seama însă de pierderea de gaze arse prin neetanșeități, care la regimul de debit maxim este (v.4.3):

$$\dot{V}_{gtp} = 68 \text{ m}^3\text{N/h} , \quad (4.1.3)$$

va rezulta viteza reală a gazelor prin canal

$$W_{g \text{ real}} = 5,8 \text{ m/s} . \quad (4.1.4)$$

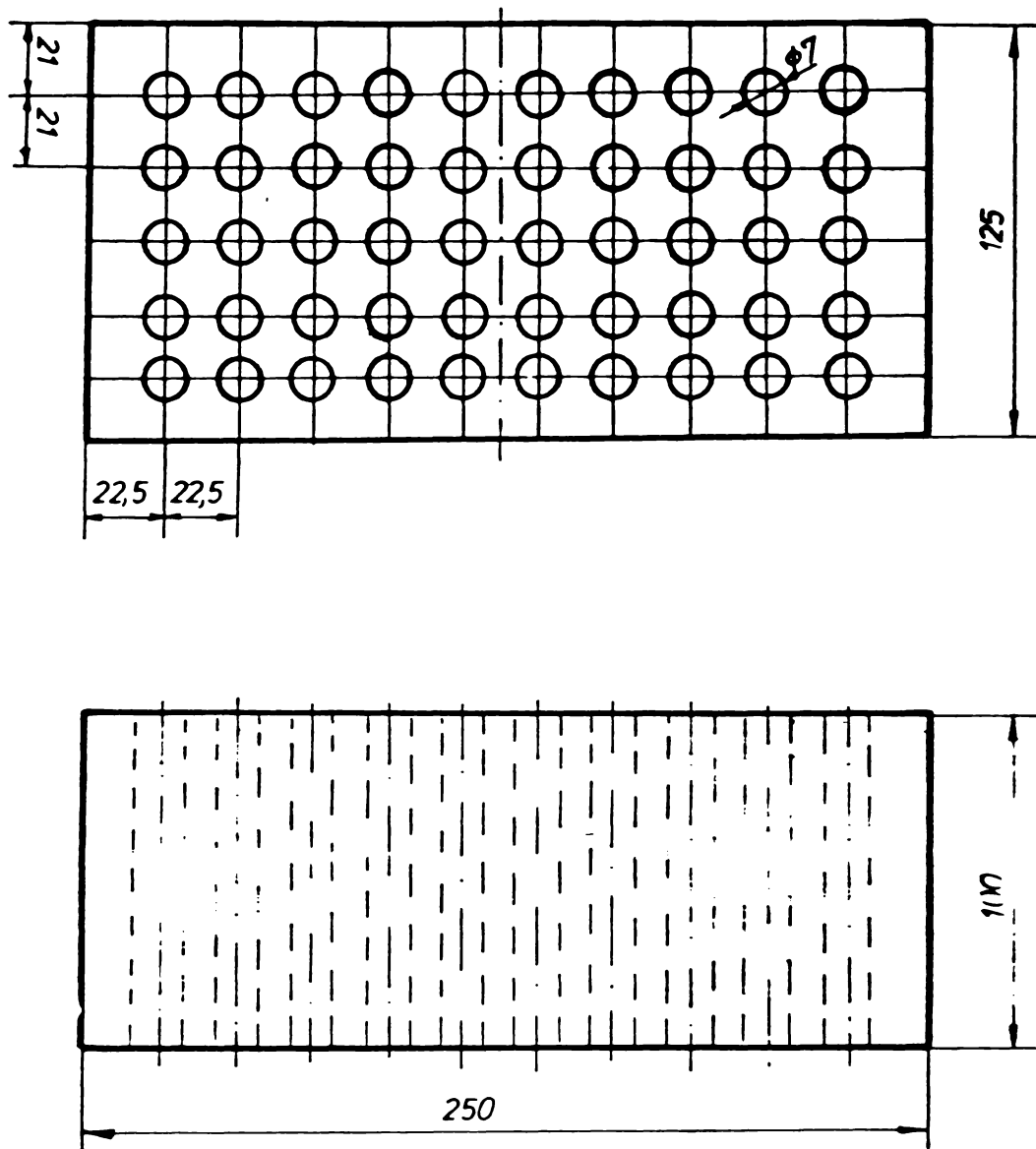


Fig.4.1.c

Defalcat pe etapele de tratament corespunzătoare diagramei de încălzire (fig.4.1.3), valorile medii ale vitezei gazelor de ardere se prezintă ca în tabelul 4.1.1.

Tabel 4.1.1

Etapa [h]	0 - 22	22-27	27-33	33-46	46-54	54-62
viteza medie a gazelor de ardere [m/s]	1,82	2,51	3,29	2,48	-	0,94

Prin montarea peretelui permeabil (fig.4.1.5) pe o grindă metalică de rezistență, căptușită cu mortar termorezistent de turnătorie (fig.4.1.6), secțiunea echivalentă de trecere a gazelor de ardere a fost calculată astfel ca rezistența hidraulică opusă de canale să

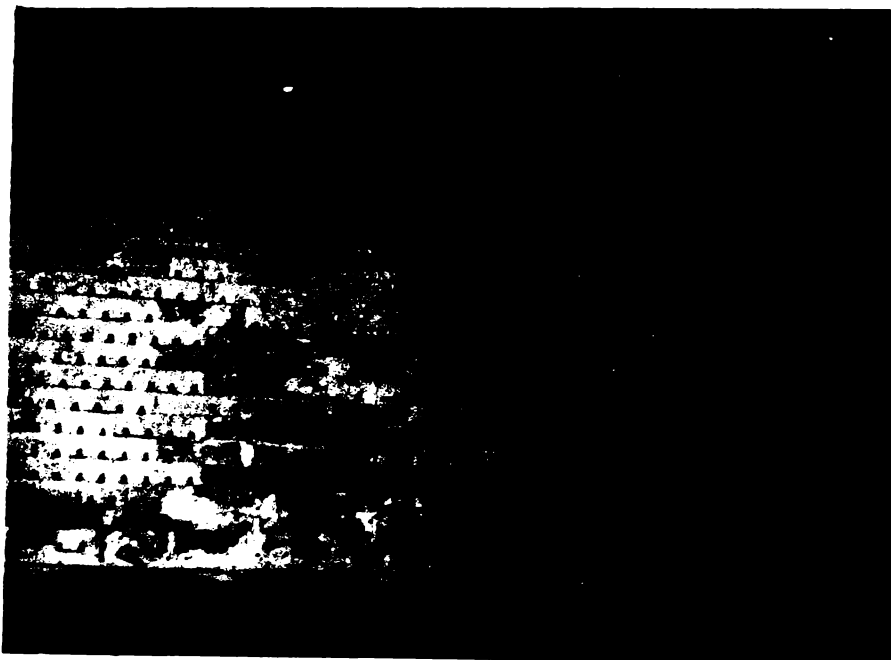


Fig.4.1.6 - 1 -grinda metalică de susținere a peretelui refractar permeabil;
2 -peretele refractar permeabil.

nu modifice presiunea în cuptor (1,2 - 1,8 mm H₂O); avînd în vedere că evacuarea gazelor de ardere se face prin tiraj natural, reglat manual cu o clapetă.

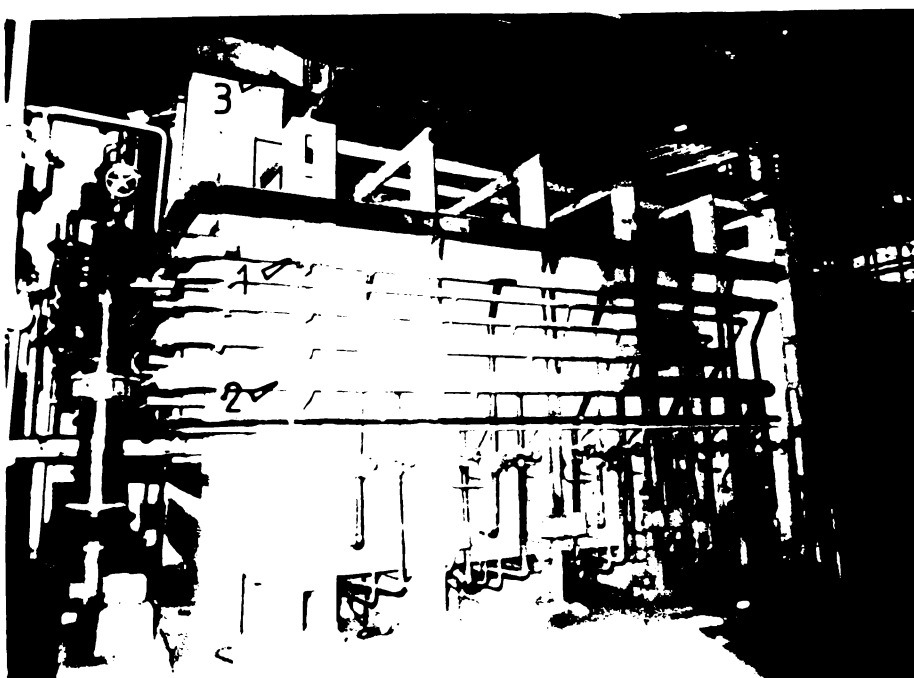


Fig.4.1.7 - 1 -conducta de gaz natural;
2 -conducta de aer de ardere;
3 -canalul de evacuare a gazelor de ardere;
4 -ventilatorul de aer.

In prealabil s-a calculat tirajul coșului [5] după relația

$$H \left(\frac{\gamma_1}{\gamma_2} - 1 \right) + \frac{P_1}{\gamma_2} + \frac{W_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{W_2^2}{2g} + \sum \frac{W^2}{2g} \lambda \frac{l}{d_{ec}} + \sum \xi \frac{W^2}{2g} \quad (4.1.5)$$

unde:

P_1 -suprapresiunea cu care se introduc gazele de ardere [daN/m²],

W_1 -viteza gazelor de ardere la intrarea în canalul de gaze [m/s],

P_2 -suprapresiunea sau depresiunea datorată vîntului [daN/m²],

λ -coeficienții de frecare cu pereții,

ξ - coeficienții pierderilor locale,

H - înălțimea coșului [m],

— pierderile de presiune prin frecare cu pereții precum și pierderile locale s-au calculat după cum urmează:

- Pierderile datorate frecării pe canalul de fum s-au calculat în funcție de regimul de curgere laminar sau turbulent, urmînd ca

— pentru curgerea laminară [60] :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (4.1.6)$$

$$\Delta p = 3,2 \cdot \eta \cdot \frac{W \cdot l}{d_{ec}^2} \quad [\text{daN/m}^2] \quad (4.1.7)$$

— iar pentru curgerea turbulentă

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt{Re}} \quad (4.1.8)$$

După Schach, pentru gazele de evacuare, pierderea de presiune este :

$$\Delta p = \frac{7,5}{D_{ec}^{1,269}} W^{1,852} \frac{T}{273 p} \cdot l \quad [\text{daN/m}^2] \quad (4.1.9)$$

unde

$$D_{ec} = \frac{4S}{P} = 0,394 \text{ m} \quad (4.1.10)$$

- Pierderile locale de presiune s-au calculat ținînd seama de existența pe canalul de fum a trei coturi de 90° fiecare, avînd coeficientul de rezistență locală $\xi = 1,5$:

$$\Delta p = \frac{W^2}{2g} \cdot \xi \cdot \xi \quad [\text{N/m}^2] \quad (4.1.11)$$

Rezultatele calculului pierderilor de presiune sînt centralizate pentru fiecare etapă a diagramei de încălzire, în tabelul 4.1.2

Tabel 4.1.2

Etapa de încălzire [h]	0-22	22-27	27-33	33-46	46-54	54-62
Regim de curgere Re	931,3	1284,4	1683,4	1268,9	-	480,9
Pierderi prin frecare [daN/m ²]	0,018	0,025	0,033	0,025	-	0,009
Pierderi locale [daN/m ²]	0,019	0,026	0,034	0,026	-	0,009
Total pierderi de presiune [daN/m ²]	0,037	0,051	0,067	0,051	-	0,018

Suprafața ecranată este de 5,76 m², zona peretelui posterior de sub arcul bolții rămînînd neecranată, ecranul închizîndu-se în partea superioară (fig.4.1.8) cu cărămidă normală și mortar de șamotă.

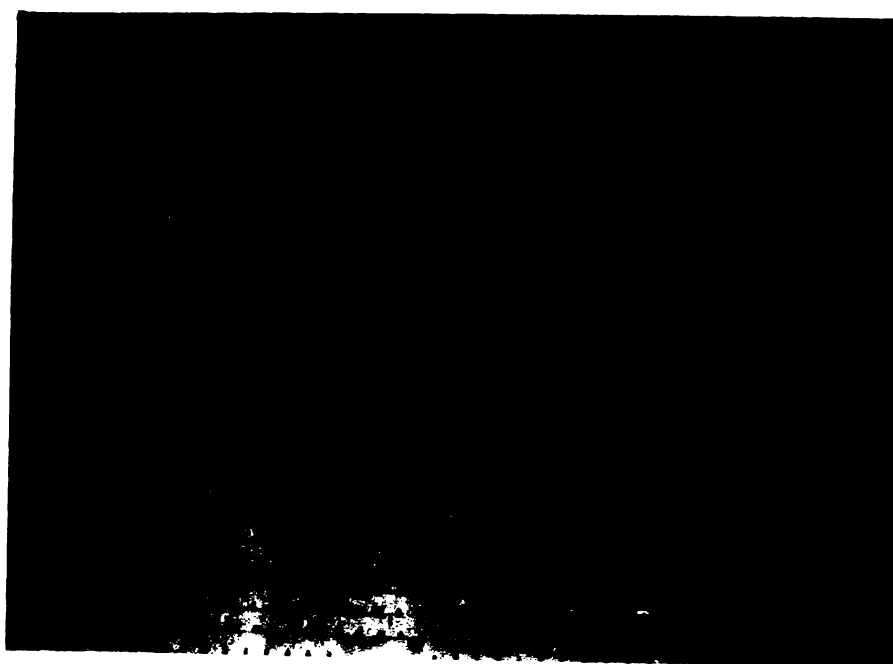


Fig.4.1.8 - 1 -bolta cuptorului
 2 -peretele posterior neecranat
 3 -rîndul de cărămizi refractare de închidere a ecranului permesii

Potrivit acestei variante de ecranare rezultă ca necesar de cărămizi cu canale pentru peretele ecran:

$$n_c = \frac{S_{\text{perete}}}{S_c} = 325 \text{ buc} \quad (4.1.12)$$

Suprafața secțiunii transversale a unui canal este $S_c = 210 \text{ mm}^2$, fiecare cărămidă conținând patru canale (fig.4.1.a), suprafața totală a orificiilor unei cărămizi fiind:

$$S_{c.c} = 210 \cdot 4 = 840 \text{ mm}^2 \quad (4.1.13)$$

În scopul evitării trecerii directe a gazelor arse prin peretele permeabil, la canalul de fum, acesta a fost complet ecranat, montându-se cărămizi normale și obligînd astfel trecerea gazelor arse prin peretele permeabil pe o arie cît mai întinsă.

După cum reiese din (2, fig.4.1.5), canalul de fum a fost ecranat complet cu cărămidă normală pe o suprafață de $0,489 \text{ m}^2$ (30 cărămizi RCA 73 format $250 \times 125 \times 65$).

Prin urmare suprafața efectivă de ecran permeabil este

$$S_{e \text{ ef}} = 5,271 \text{ m}^2 \quad (4.1.14)$$

conținînd 295 cărămizi cu canale avînd forma și dimensiunile conform fig.4.1.a.

Pierderea de presiune [5] la trecerea gazelor de ardere printr-un canal triunghiular al unei cărămizi

$$\Delta p = \sum \frac{w^2}{2g} \cdot \lambda \cdot \frac{l \cdot \gamma}{d_{ec}} + \sum \gamma \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \quad , \quad (4.1.15)$$

se calculează avînd în vedere valorile vitezelor de trecere a gazelor de ardere prin orificii conform tabelului 4.1.3

Tabel 4.1.3

Etapa [h]	0 - 20	20 - 25	25 - 31	31-44	44-49	49-57
Viteza medie a gazelor arse [m/s]	1,28	1,77	2,32	1,75	-	0,66

Valoarea pierderilor locale este nulă, urmînd a se calcula pierderile hidraulice prin frecare. Diametrul echivalent al canalului de

secțiune triunghiulară, conform rel. (4.1.10) este $D_{ec}=11,2$ mm și

$$\Delta p = \lambda \frac{L w^2 \cdot g}{20 D_{ec}} \quad [\text{daN/m}^2] \quad (4.1.16)$$

unde: L -lungimea canalului din cărămidă (=125 mm);

rezultatele calculului, conform rel. (4.1.7 și 4.1.10) sunt concentrate în tabelul 4.1.4.

Tabel 4.1.4

Etapa de încălzire [h]	0 - 20	20-25	25-31	31-44	44-49	49-57
Regim de curgere Re	187,5	259,3	339,8	256,3	-	97,1
Pierderi prin frecare conf. rel. (4.1.16) [daN/m ²]	0,139	0,196	0,253	0,192	-	0,072
Pierderi prin frecare conf. rel. (4.1.17) [daN/m ²]	0,143	0,198	0,260	0,196	-	0,074

Pentru calculul regimului de curgere s-a avut în vedere relația de calcul a vîscozității dinamice a gazelor de ardere pentru temperatura medie a fiecărei etape [13,37] potrivit relației

$$\eta_r = \eta_0 \sqrt{\frac{T}{273,15}} \frac{1 + \frac{C}{273,15}}{1 + \frac{C}{T}} \quad (4.1.17)$$

în care:

C -constanta lui Sutherland (=112).

La calculul secțiunii de trecere a gazelor arse s-a avut în vedere ca valorile medii ale vitezei gazelor de ardere în fiecare etapă de tratament să fie mai mici decît viteza gazelor prin canalul central de fum, în scopul de a se obține căderi de presiune minime concomitent cu asigurarea unui schimb termic prin convecție al gazelor cu peretele permeabil cît mai bun.

In conformitate cu ecuația criterială [22] pentru calculul convecției în canale la un regim de curgere laminar

$$Nu = \sqrt[3]{3,66^3 + 1,61^3 Re Pr^{0,11} dec/L \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_p}\right)} \quad (4.1.18)$$

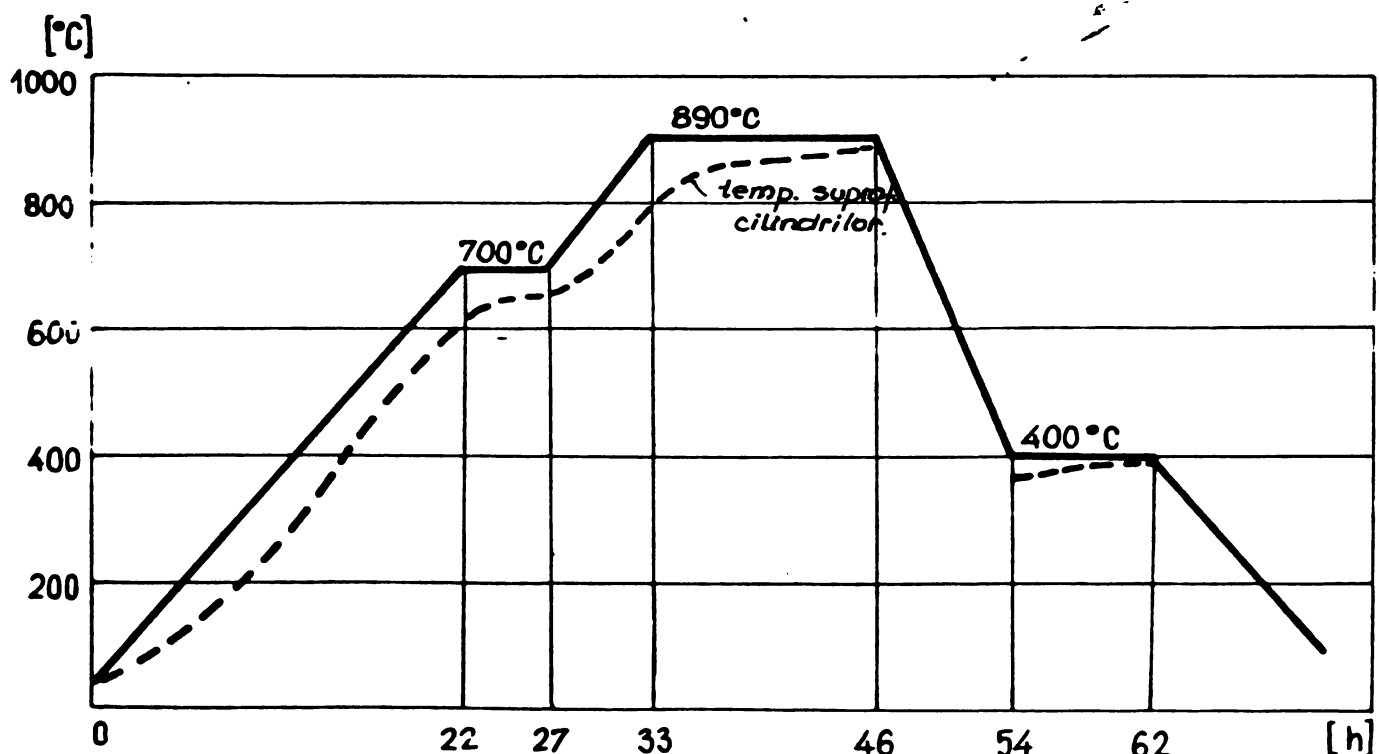
valorile coeficientului α de convecție sînt prezentate pentru fiecare etapă de tratament în tabelul 4.1.5.

Tabel 4.1.5

Etapa de încălzire [h]	0-20	20-25	25-31	31-44	44-49	49-57
Valoarea cifrei Re	187,5	259,3	339,8	256,3	-	97,1
Valoarea cifrei Nu	4,61	4,88	5,18	4,89	-	4,12
Coeficientul de convecție α [W/m ² K]	33,22	35,23	37,32	35,23	-	29,68

4.2. Determinarea coeficientului global de transfer termic pentru cilindri de laminor.

Calculul coeficientului global de schimb termic în spațiul cuptorului de tratament termic al cilindrilor de laminor se efectuează pe etapele de încălzire și menținere în palier conform diagramei de încălzire din figura 4.2.1.



Potrivit bilanțului masic al arderii gazului natural și analizei chimice a gazelor uscate de ardere (val.măs.)

$$\begin{aligned}(\text{CO}_2)_f &= 4,35 \% \\ (\text{O}_2)_f &= 11,20 \% \\ (\text{CO})_f &= 1,45 \%\end{aligned}\tag{4.2.1}$$

rezultă din diagrama Ostwald (fig.2.3.2) un exces real al aerului de ardere

$$\lambda = 1,90 \tag{4.2.2}$$

Necesarul teoretic de aer pentru ardere în exces cu $\lambda = 1,90$ precum și cantitatea de oxigen consumată reies conform relațiilor (2.3.3 - 2.3.5). În figura 4.2.2. se observă blocul stîng al arzătoarelor verticale cu impuls.

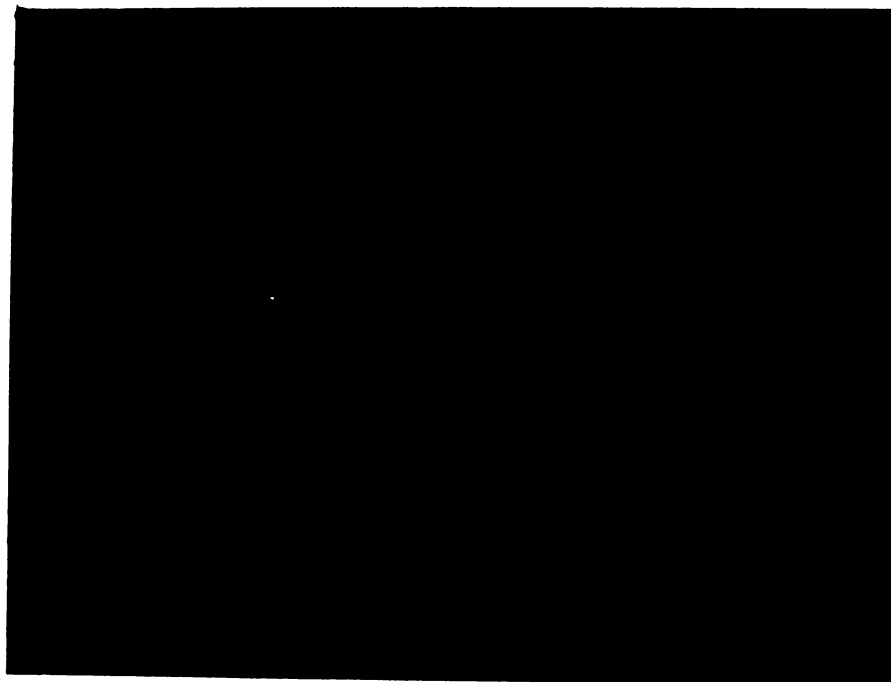


Fig.4.2.2 - Pentru asigurarea recirculării gazelor de ardere blocul de arzătoare este prevăzut cu lame de recirculare (2).
Se observă zona în care flacăra spală pereții laterali (1), zidăria fiind mai deschisă la culoare

Produsele arderii imperfecte și participarea componentelor de ardere se deduc conform relațiilor (2.3.6 - 2.3.14).

Din relația (2.3.12) pentru coeficientul excesului de aer $\lambda=1,90$ rezultă gradul de perfecțiune al arderii:

$$x = 0,7476 \tag{4.2.3}$$

Cu aceste date se poate calcula compoziția volumetrică a gazelor de ardere, unde:

$$\begin{aligned}
 (\text{CO}_2)_{f_u} &= \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{gt}} = 3,89 \% \\
 (\text{CO})_{f_u} &= \frac{V_{\text{CO}_2}}{V_{gt}} = 1,08 \% \\
 (\text{O}_2)_{f_u} &= \frac{V_{\text{O}_2}}{V_{gt}} = 10,13\% \\
 (\text{N}_2)_{f_u} &= \frac{V_{\text{N}_2}}{V_{gt}} = 73,44 \% \\
 (\text{H}_2\text{O})_{f_u} &= \frac{V_{\text{H}_2\text{O}}}{V_{gt}} = 11,46
 \end{aligned}
 \tag{4.2.4}$$

Avînd în vedere compoziția volumetrică a gazelor de ardere, presiunea parțială a componentelor radiante CO_2 ; H_2O și grosimea medie a stratului de gaze din spațiul de lucru al cuptorului [33] , [44] , [45] ,

$$\begin{aligned}
 p_{\text{CO}_2} S &= 0,0389 \cdot 120 = 4,668 \text{ bar.cm} \\
 p_{\text{H}_2\text{O}} S &= 0,1146 \cdot 120 = 13,752 \text{ bar.cm,}
 \end{aligned}
 \tag{4.2.5}$$

se obțin coeficienții de negreală pentru bioxidul de carbon; vaporii de apă și coeficientul global de negreală al gazelor de ardere (tabel 4.2.1) la diferite temperaturi conform [33],[36] și relației (4.2.6)

$$\epsilon_g = \epsilon_{\text{CO}_2} + \beta \cdot \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta \epsilon_g
 \tag{4.2.6}$$

Tabel 4.2.1.

t_{gaze} [°C]	ϵ_{CO_2}	$\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$	β	ϵ_g
360	0,078	0,192	1,08	0,285
700	0,091	0,163	1,08	0,267
795	0,090	0,145	1,08	0,246
890	0,088	0,129	1,08	0,227
400	0,080	0,188	1,08	0,283

Calculul s-a condus în ipoteza unei temperaturi și capacități uniforme de absorbție a gazelor de ardere în întreg spațiul de lucru al cuptorului.

Intocmind bilanțul căldurii produse prin ardere, a căldurii transmise de zidărie și a celei radiate de suprafața șarjei, se obține expresia pentru debitul caloric recepționat de șarjă:

$$Q = \sigma_g \cdot \epsilon_m \frac{[\varphi_z^m(1 - \epsilon_g) + 1] - \frac{(q_{sp} - q_w)(1 - \epsilon_g)}{\sigma_g(T_g^4 - T_m^4) 10^{-8}}}{\varphi_z^m(1 - \epsilon_g) [\epsilon_m + \epsilon_g(1 - \epsilon_m)] + \epsilon_g} F_m(T_g^4 - T_m^4) 10^{-8} \quad [W] \quad (4.2.7)$$

Se admite în scopul simplificării relației că în regim cvasi-staționar căldura transmisă prin convecție zidăriei este egală cu căldura pierdută de aceasta la mediul ambiant [46].

Deci:

$$Q = \sigma_g \cdot \epsilon_m \frac{\varphi_z^m(1 - \epsilon_g) + 1}{\varphi_z^m(1 - \epsilon_g) [\epsilon_m + \epsilon_g(1 - \epsilon_m)] + \epsilon_g} F_m(T_g^4 - T_m^4) 10^{-8} \quad [W] \quad (4.2.8)$$

sau

$$Q = \sigma_{ap} F_m \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_u}{100} \right)^4 \right] \quad [W] \quad (4.2.9)$$

unde

$$\sigma_{ap} = C_N \cdot \epsilon_g \cdot \epsilon_m \frac{\varphi_z^m(1 - \epsilon_g) + 1}{\varphi_z^m(1 - \epsilon_g) [\epsilon_m + \epsilon_g(1 - \epsilon_m)] + \epsilon_g} \quad [W/m^2K^4] \quad (4.2.10)$$

reprezintă coeficientul aparent de radiație [42].

Coeficientul de negreală al materialului (șarjei) ϵ_m , se apreciază conform [56], [53], [52], iar coeficientul unghiular φ_z^m s-a calculat după [59], [39], fiind funcție de configurația geometrică a suprafețelor de radiație.

În cazurile practice se poate considera valoarea coeficientului unghiular:

$$\varphi_z^m = \frac{F_{in}}{F_z} \quad (4.2.11)$$

unde: F_{in} - suprafața metalului [m^2];
 F_z - suprafața zidăriei [m^2].

presupunându-se acoperirea completă a vetrei cuptorului cu materialul șarjei.

În cazul experimentărilor industriale ipoteza nu s-a respectat, șarja constând din patru cilindri de laminor cu diametru \varnothing 590 mm, lățimea vetrei fiind de 2000 mm.

În aceste condiții relația (4.2.11) devine

$$\varphi_z^m = \frac{F'_m}{F_m} \quad (4.2.12)$$

valoarea lui F'_m reprezentând suprafața efectivă a metalului și care se poate determina tabelar [53], (v.tabel 4.2.2)

Tabel 4.2.2

Raportul dintre lățimea intervalelor și grosimea semifabricatului										
0,00	0,25	0,50	0,75	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
Raportul $\frac{F'_m}{F_m}$										
1,00	0,98	0,97	0,93	0,89	0,79	0,71	0,65	0,60	0,55	0,51

Va rezulta astfel valoarea coeficientului de negreală al metalului

$$\varepsilon'_m = \frac{\varepsilon_m}{1 - (1 - \varepsilon_m) \varphi_m^m} \quad (4.2.13)$$

unde

$$\varphi_m^m = 1 - \frac{F'_m}{F_m} \quad (4.2.14)$$

După [42], [28] se poate determina analitic temperatura zidăriei

$$T_z^4 = T_m^4 + \frac{\varepsilon_g [1 + (1 - \varepsilon_g)] (1 - \varepsilon_m)}{(1 - \varepsilon_g) [\varepsilon_m + \varepsilon_g (1 - \varepsilon_m)] + \varepsilon_g} (T_g^4 - T_m^4) \quad [K] \quad (4.2.15)$$

În realitate transmiterea căldurii în cuptor are loc prin radiație și convecție și ar trebui deci ca relația fluxului termic să aibă expresia:

$$Q = \sigma_{ap} F_m \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] + \alpha_c F_m (T_g - T_m) \quad [W] \quad (4.2.16)$$

dar ținând seama că la cuptoarele de încălzire și tratament ponderea convecției este de 8 - 10% [51], [50],[56], s-a restrîns expresia (4.2.16) sub forma

$$Q = \sigma_{ap} F_m m_c \left[\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] \quad [W] \quad (4.2.17)$$

unde m_c devine un coeficient de convecție.

Din expresia (4.2.17) se poate deduce coeficientul transmiterii de căldură

$$\alpha = \sigma_{ap} m_c 10^{-8} (T_g^3 + T_g^2 T_m + T_g T_m^2 + T_m^3) \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right], \quad (4.2.18)$$

iar pentru corpul negru,

$$\alpha_N = C_N 10^{-8} (T_g^3 + T_g^2 T_m + T_g T_m^2 + T_m^3) \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4.2.19)$$

expresia (4.2.18) devenind în final

$$\alpha = \frac{\sigma_{ap}}{C_N} \cdot \alpha_N m_c \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (4.2.20)$$

Valoarea lui α_N se determină din diagramă, funcție de temperatura în cuptor și temperatura materialului [53], [18].

Referitor la valoarea reală a temperaturii în cuptor, aceasta nu este identică cu temperatura măsurată de termocuplul introdus în spațiul de lucru, de obicei prin bolta cuptorului. Acest procedeu clasic de măsurare a fost aplicat atât la experimentările de laborator cât și la cele industriale. Avînd în vedere condițiile specifice de laborator, s-au făcut măsurători ale temperaturii gazelor din spațiul de lucru cu termocuplu ecranat cu folie de aluminiu [29], [7], caz în care

$$\left(\frac{T_{cupt.}}{100} \right)^4 = \epsilon_g \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 + (1 + \epsilon_g) \left(\frac{T_z}{100} \right)^4 \quad (4.2.21)$$

La măsurătorile industriale posibilitățile de a efectua măsurători de mare precizie sînt mai reduse drept pentru care noțiunea de temperatură a cuptorului înglobează o valoare intermediară între temperaturile gazelor, a zidăriei și a metalului.

Experimentările au demonstrat [1], [12],[17],[65] măsurînd temperatura cu termocupluri plasate în boltă, la 1/3 din înălțimea spațiului de lucru, valoarea lui σ_{ap} se plasează în intervalul 2,8 - 3,8 [W/m^2K^4], micșorîndu-se pe măsura creșterii temperaturii materialului.

Valorile calculate a lui σ_{ap} prin metodologia de mai sus depășesc pe cele calculate pornind de la temperatura teoretică de ardere a combustibilului (v.1.3).

În urma aplicării relațiilor de calcul din subcap.1.2,1.3 și 1.5, au rezultat următoarele valori ale coeficientului global de schimb termic pentru fiecare etapă de tratament, concentrate în tabelul 4.2.3:

Tabel 4.2.3

Etapa [h]	t_m [°C]	t_g [°C]	α_N [$\frac{W}{m^2K}$]	ϵ_g	ϵ'_m	C_N [$\frac{W}{m^2K^4}$]	φ_z^m	σ_{ap} [$\frac{W}{m^2K^4}$]	α [$\frac{W}{m^2K}$]
0 - 22	335	360	61,75	0,285	0,66	5,76	0,141	3,30	42,45
22- 27	670	700	195,72	0,267	0,66	5,76	0,141	3,25	121,47
27- 33	740	795	262,13	0,246	0,66	5,76	0,141	3,18	159,18
33- 46	860	890	355,32	0,227	0,66	5,76	0,141	3,11	191,85
46- 54	860 370	-	-	-	-	-	-	-	-
54- 62	390	400	65,24	0,783	0,66	5,76	0,141	3,27	44,19

De observat că valorile medii ale temperaturii materialului (cilindrilor de laminor) sînt mai scăzute decît cele ale temperaturii măsurate a gazelor [56] așa cum reiese și din diagrama (fig. 4.2.1) de încălzire, unde cu linie întreruptă este reprezentată temperatura cilindrilor [52], [36] la suprafață.

4.3. Indicii tehnico-funcționali ai cuptorului înaintea modificării zidăriei

S-au efectuat măsurători asupra parametrilor termici ai cuptorului de tratament cilindri, avînd de fiecare dată același tip de încălzire, în aceeași cantitate și anume cilindri de laminor din

fontă tip Adamit \varnothing 570 x 900 (4 buc).

Diagrama de tratament (fig.4.1.1) teoretică, prevede două etape de încălzire și două etape de egalizare urmate de o răcire în aer liber în incinta halei și o menținere la 400°C în cuptor, după care urmează răcirea definitivă a cilindrilor în spațiul de lucru al cuptorului și deci finalizarea tratamentului.

Această diagramă este de altfel o îmbunătățire a unei alte diagrame de tratament (fig.4.3.1) care prevede patru încălziri și două răciri în aer liber, tratamentul întinzându-se pe o durată de 104 ore, față de 56 câte presupune tratamentul îmbunătățit.

Efectul imediat este reducerea considerabilă a consumului de combustibil asociată cu creșterea calitativă a tratamentului termic aplicat cilindrilor de laminor tip Adamit.

Pentru prezentare s-au ales două tratamente termice reprezentative pentru întreaga gamă de tratamente care au fost urmărite, prezentate în diagramele din fig.4.1.2 și 4.1.3. Comparându-le cu diagrama teoretică din fig.4.3.1 se constată anumite abateri:

- Temperatura de început (300°C) a tratamentului nu este respectată, prelungind prima perioadă de încălzire de la 15 ore, la 20-23 de ore. Prelungirea mai sus menționată duce la o creștere a consumului de combustibil cu 7% față de cea normată.

- Etapa a doua de încălzire se caracterizează printr-un consum mai redus de combustibil, datorat însă scurtării etapei cu o oră.

- A doua egalizare durează 14 ore în loc de 13, presupunând de asemenea o creștere a consumului de combustibil cu 7,6% față de cel normat.

Un alt tratament termic, prezentat prin diagrama din fig.4.1.3 se situează la cealaltă extremă față de diagrama normată.

În mod analog, datorită faptului că nu s-a putut asigura o nouă încărcătură imediat după descărcarea celei precedente, temperatura de începere a tratamentului a fost de 30°C .

- Prima etapă de încălzire durează 22 de ore față de 15, înregistrând o depășire a consumului de combustibil cu 7,19%.

- A doua încălzire fiind scurtată cu o oră reduce consumul de combustibil cu 18%, dar viteza de încălzire reală crește față de cea normată cu 16,7%, creind posibilitatea apariției fisurilor și transformărilor structurale nefavorabile.

- Răcirea în aer liber are loc în 5 ore față de 7 ore cât este normat cu o viteză de $98^{\circ}/\text{h}$ față de $61^{\circ}/\text{h}$. Aceasta se explică prin

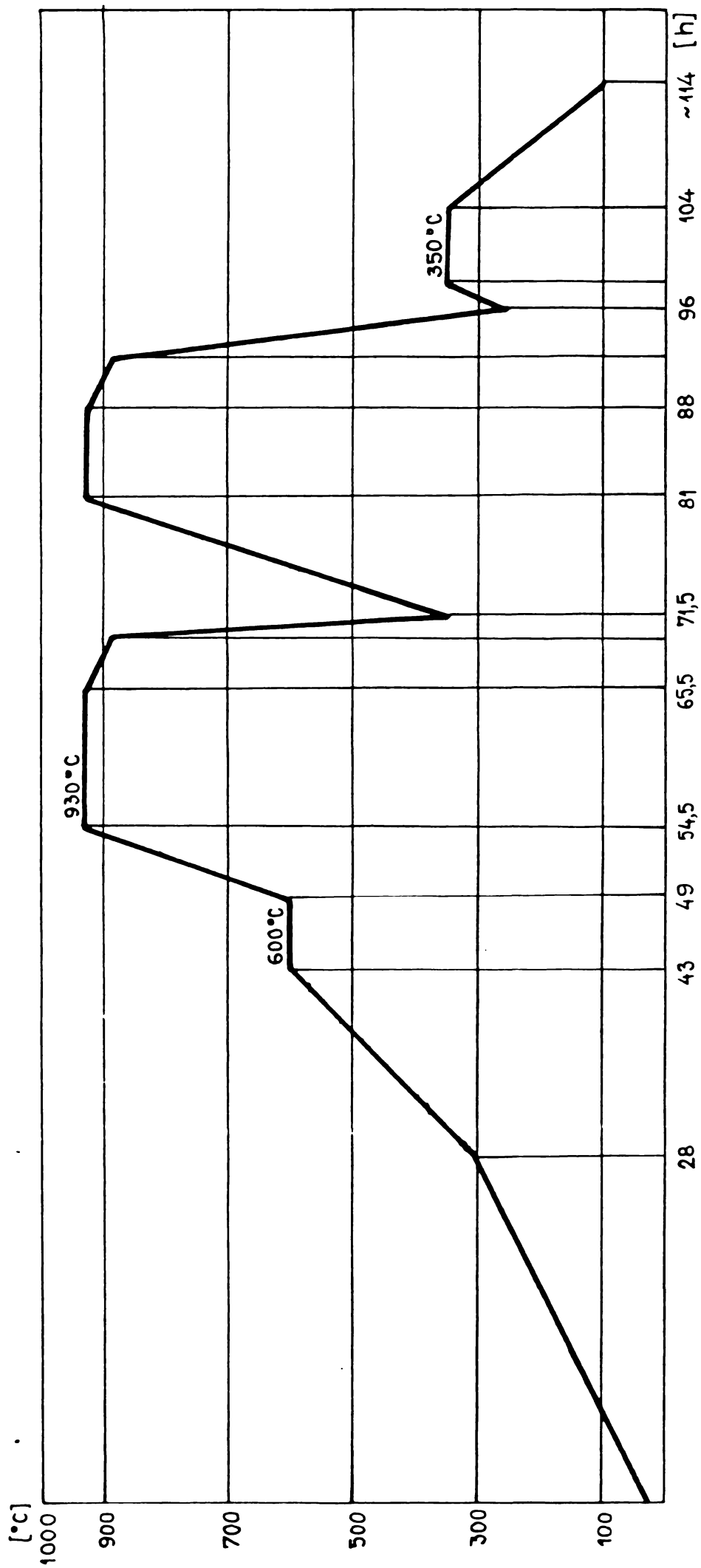


Fig.4.3.1

-faptul că tratamentul respectiv a fost efectuat pe timp rece,cînd în hală,temperatura mediului ambiant nu a depășit $8 - 10^{\circ}\text{C}$.

- Comparativ cu diagrama calculată,diagrama reală se situează sub consumul normat cu 6,34%.

În diagramele de consum din fig.4.3.2 și 4.3.3 se pot observa oscilațiile de consum aferente diagramelor de tratament din fig. 4.1.2 și 4.1.3.

Cuptorul are reglare automată a temperaturii după program, deschizînd sau închizînd complet arzătoarele de sarcină.Se observă că oscilațiile maxime de debit au loc în a doua perioadă de egalizare,iar în perioada primă de încălzire,creșterea debitului urmărește aproape riguros curba de creștere a temperaturii,cu o pantă mai mare datorită consumului de căldură necesar încălzirii zidăriei.

Așa cum s-a mai arătat în diagrama din fig.4.1.3,răcirea încărcăturii a avut loc timp de 5 ore față de 7 cît era calculat (datorită temperaturii coborîte a mediului ambiant) ceea ce a dus și la o răcire mai accentuată a zidăriei cuptorului.Prin aceasta se poate explica suprafața mai mare închisă de curba de consum din fig.4.3.3 din ultima perioadă de egalizare (52 - 60 ore) spre deosebire de cea din fig.4.3.2,unde zidăria nu a pierdut o cantitate atît de mare de căldură ca în cazul precedent.

Comparînd diagramele teoretice de încălzire din fig.4.1.1 și 4.3.1 se constată că suprafața delimitată de curba de încălzire și axa timpului nu diferă esențial,prin urmare necesarul de căldură pentru încălzirea șarjei este același.Diferența apare însă din modalitatea în care are loc tratamentul (o răcire în aer liber, respectiv două răciri în aer liber),cuptorul fiind deschis în această perioadă,deci permițînd pierderea masivă de căldură acumulată în zidărie.

Analizînd diagramele de consum de combustibil,rezultă într-adevăr că tratamentul după diagrama teoretică cu o singură răcire (fig.4.1.1) este mult mai economicos.

Pentru a susține cele afirmate mai sus s-a calculat consumul de combustibil pentru fiecare etapă a tratamentului conform diagramei din fig.4.1.1,mai precis conform unor date experimentale ce reies din diagrama reală (fig.4.1.2) cea mai apropiată ca formă și suprafață de diagrama teoretică.

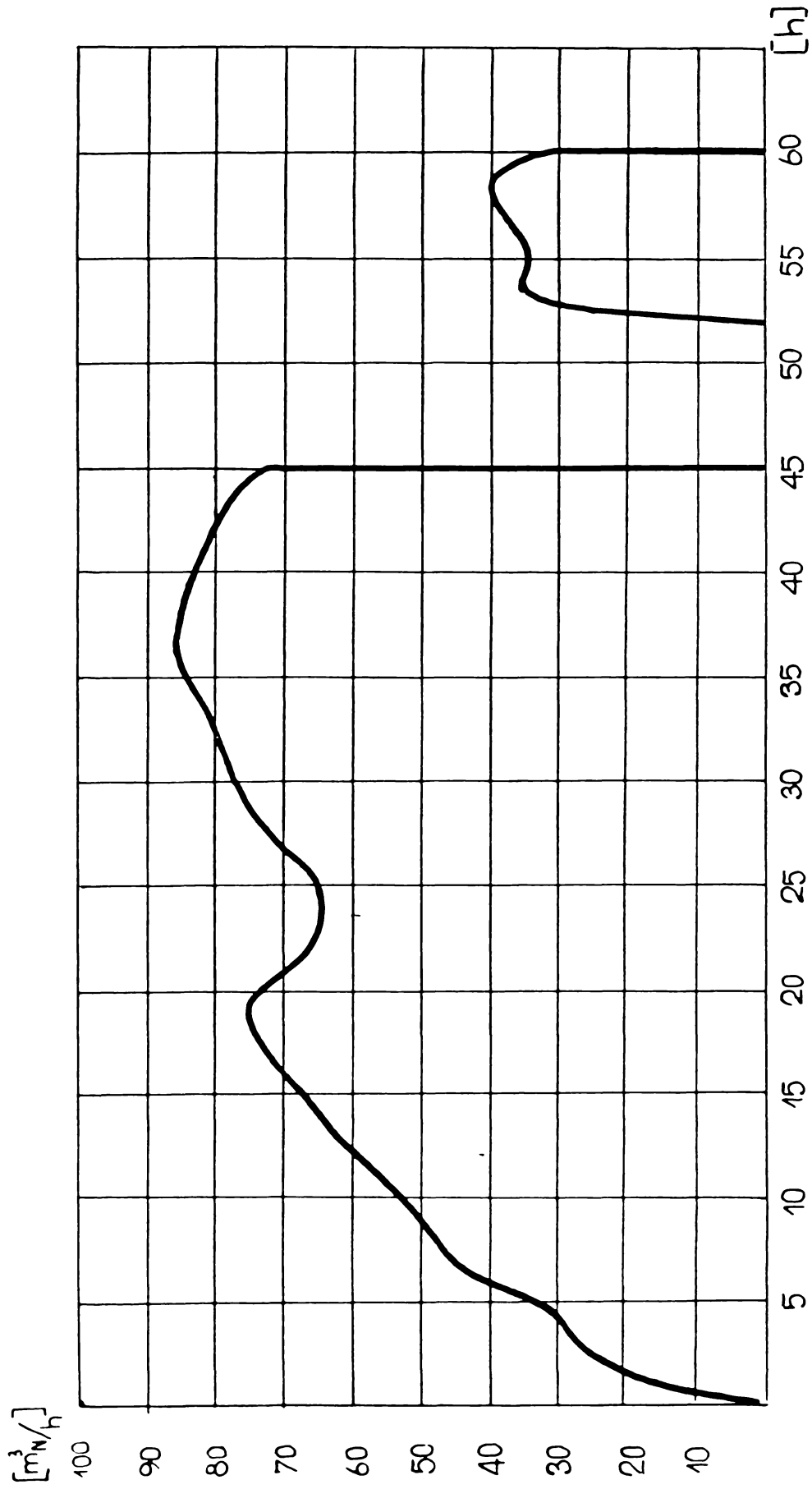


Fig.4.3.2 - Diagrama de consum de gaz natural pentru
cuptorul cu zidărie clasică

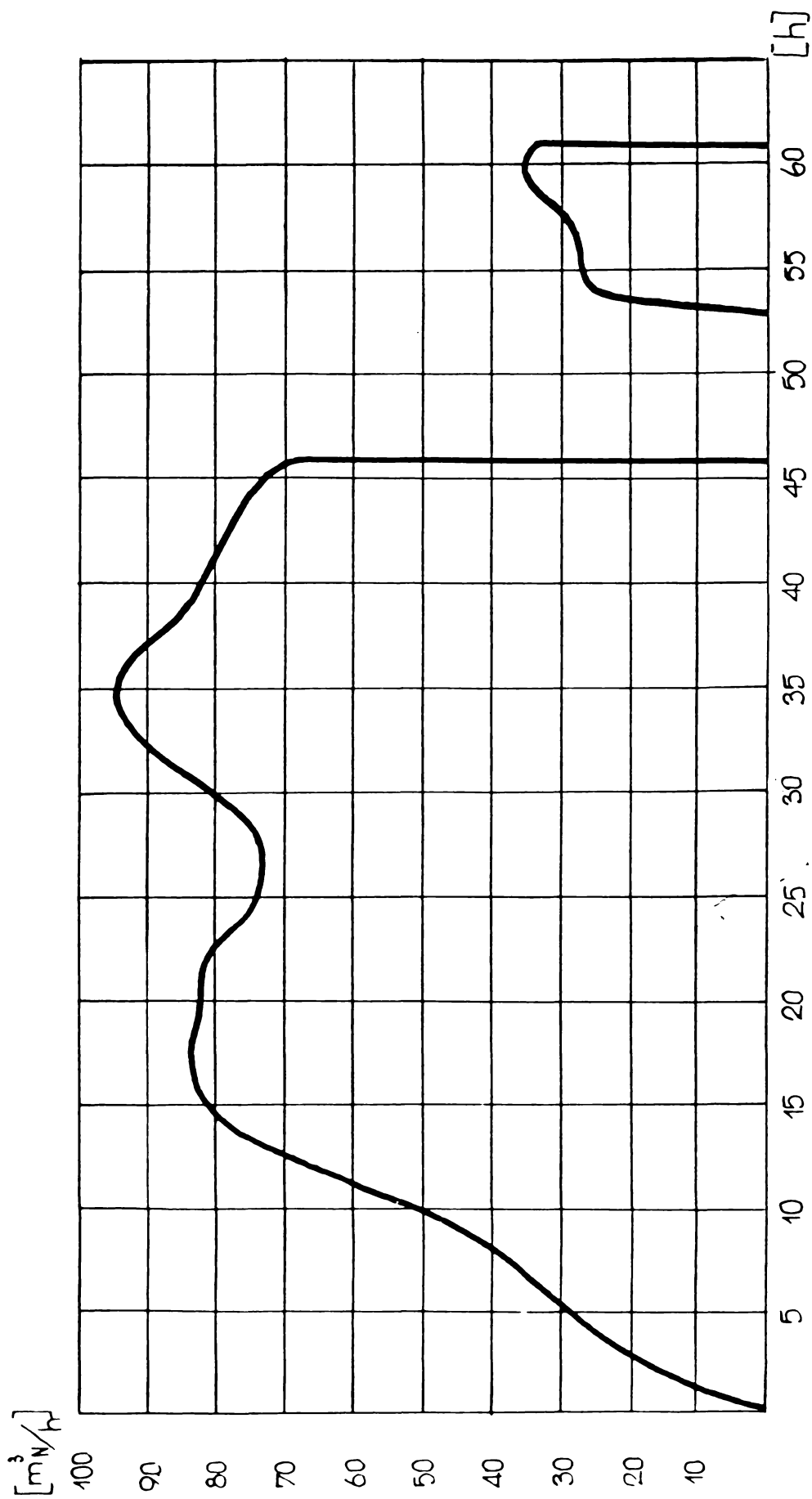


Fig.4.3.3 - Diagrama de consum de gaz natural pentru
cuptorul cu zidăria clasică

Relativ la aceleași etape s-a calculat căldura necesară șarjei pentru procesul de tratament termic, căldura înmagazinată în zidărie și căldura evacuată la coș.

Din măsurătorile experimentale a rezultat că arderea are loc cu un exces de aer $\lambda = 1,8 - 1,95$, excesul prescris prin datele de proiectare fiind $\lambda = 1,6$.

Temperatura cilindrilor s-a măsurat cu termocuplu de contact în momentul scoaterii pentru răcirea intermediară și a reintroducerii în cuptor iar temperatura de evacuare la coș este măsurată permanent, entalpia gazelor rezultând din diagrama I-t (fig. 2.3.3).

Căldura necesară șarjei pentru încălzire se calculează conform ecuației calorimetrice

$$Q_u = m \cdot c \cdot \Delta t \quad [\text{KJ}] \quad (4.3.1)$$

iar căldura acumulată de zidărie este

$$Q_{sp} = m_p C_p (t_{mp} - t_o) \quad [\text{KJ}] \quad (4.3.2)$$

Referitor la căldura acumulată de încărcătură, s-a luat în considerare distribuția în timp a temperaturii pe secțiunea cilindrilor [52], [53], astfel că în perioada de egalizare încărcătura mai acumulează circa 20% din totalul căldurii acumulate.

Calculul căldurii acumulate în zidărie s-a efectuat ținând seama de distribuția în timp a temperaturii, fiind analog procedeuului de calcul prezentat în subcapitolul 3.3.

Din analiza chimică a gazelor de ardere a rezultat:

$$\begin{aligned} (\text{CO}_2)_f &= 4,35 \% \\ (\text{O}_2)_f &= 11,20 \% \\ (\text{CO})_f &= 1,26 \% \\ (\text{H}_2)_f &= 0,00 \% \end{aligned} \quad (4.3.3)$$

putându-se astfel determina pierderile prin ardere imperfectă,

$$Q_{ai} = (12615 V_{\text{CO}} + 10780 V_{\text{H}_2}) B \quad [\text{KJ}] \quad (4.3.4)$$

Pierderile de căldură prin zidărie sînt constituite de schimbul de căldură prin convecția dintre mantaua cuptorului și mediului ambiant.

Schimbul caloric cu mediul ambiant este nestaționar, avînd în

vedere modificarea permanentă a temperaturii mantalei în timpul funcționării, valori rezultate din diagramele de distribuție a temperaturii în zidăria cuptorului.

Pierderile de căldură prin neetanșeități.

Spațiul de lucru al cuptorului conține gaze arse de evacuare calde cu greutatea specifică γ_2 fiind închis anterior cu o ușă având dimensiunile 1,8 x 2,0 [m] iar la partea inferioară (la nivelul vetrei) etanșarea se face cu jgheab de nisip.

În spațiul cuptorului se stabilește o suprapresiune, nivelul de presiune zero calculându-se conform relației

$$H_2 = H_1 \frac{P_1}{P_2 - P_1} \quad [m] \quad (4.3.5)$$

unde:

H_2 - nivelul de presiune zero [m]

H_1 - înălțimea spațiului de lucru al cuptorului [m]

P_2 - presiunea în cuptor la nivelul bolții [daN/m²]

P_1 - presiunea în cuptor la nivelul vetrei [daN/m²]

Montarea clapetei de reglare a tirajului prevăzută în proiectul de execuție-montaj a cuptorului are rolul de a menține permanent linia de zero presiune, sub nivelul vetrei, cel mult la nivelul vetrei.

Nerespectarea acestei prescripții duce la pătrunderea de aer fals în spațiul de lucru, micșorând randamentul cuptorului precum și gradientul util de temperatură a gazelor de ardere, influențând în final negativ calitatea tratamentului termic aplicat produsului.

Schimbându-se încărcarea termică a cuptorului se modifică și debitul de gaz de evacuare și temperatura sa, de aceea trebuie acționată de fiecare dată clapeta astfel ca linia de zero presiune să nu depășească nivelul vetrei.

Acționarea acestei clapete este cel mai adesea neglijată, cu toate că în cazul cuptorului de tratament termic cu vatră mobilă 10 [m²], acționarea este concepută automată, fără însă a putea funcționa corect.

În condițiile în care cuptorul funcționează conform prescripțiilor tehnice date de proiectant, debitul de gaze scăpate prin neetanșeități (fante verticale) va fi

$$V = \alpha \cdot b \sqrt{\frac{2g}{\gamma_2}} \int_0^{H_1} [p_1 + H(\gamma_1 - \gamma_2)]^{\frac{1}{2}} \cdot dH \quad (4.3.6)$$

sau

$$V = \alpha \cdot b \sqrt{\frac{2g}{\gamma_2}} \left\{ \frac{[p_1 + H_1(\gamma_1 - \gamma_2)]^{\frac{3}{2}} - p_1^{\frac{3}{2}}}{\frac{3}{2}(\gamma_1 - \gamma_2)} \right\} [m^3/s] \quad (4.3.7)$$

unde $\alpha = 0,65$

b = lățimea fantei [m]

p_1 = presiunea la nivelul vetrei [daN/m²]

Dacă în spațiul de lucru există depresiune, prin neetanșeități intrînd aer fals în spațiul cuptorului, relația devine:

$$V = \alpha \cdot b \sqrt{\frac{2g}{\gamma_2}} \left\{ \frac{[p_1 + H_1(\gamma_1 - \gamma_2)]^{\frac{3}{2}} - p_1^{\frac{3}{2}}}{\frac{3}{2}(\gamma_1 - \gamma_2)} \right\} [m^3/s] \quad (4.3.8)$$

Pentru fantele orizontale, valoarea presiunii din spațiul de lucru nu mai variază cu înălțimea H a fantei (care în acest caz este constantă) relația de calcul avînd expresia:

$$V = f \cdot \alpha' \cdot \sqrt{\frac{2g \cdot p}{\gamma_2}} [m^3/s] \quad (4.3.9)$$

unde $\alpha' = 0,75$

(4.3.10)

Considerînd o temperatură medie a gazelor de 700°C se poate astfel calcula debitul mediu scăpat prin neetanșeitățile ușii cuptorului.

Astfel pentru fantele verticale, avînd o lățime medie de 2 mm, debitul de gaze scăpate cu greutatea specifică:

$$\gamma_2 = \frac{273}{273 + 700} \cdot \gamma_0 = \frac{273}{273 + 700} 1,27 = 0,356 [daN/m^3] \quad (4.3.11)$$

rezultă din relația (4.3.8).

Suprapresiunea crește pentru fiecare metru de înălțime a cuptorului cu:

$$1(\gamma_1 - \gamma_2) = 1(1,27 - 0,356) = 0,914 [daN/m^2] \quad (4.3.12)$$

Conform măsurărilor efectuate după reglarea clapetei la nivelul vetrei, presiunea este de 0,5 [daN/m²] iar la nivelul superior al ușii

$$P_2 = (\gamma_1 - \gamma_2) H_1 = (1,293 - 0,356) 1,8 = 1,69 [daN/m^2] \quad (4.3.13)$$

Prin urmare,debitul de gaze de ardere scăpate prin fantele verticale este

$$V_v = 2 \cdot 0,65 \cdot 0,002 \sqrt{\frac{29,81}{0,356} \left\{ \frac{[0,5+1,69]^{\frac{3}{2}} - (0,5)^{\frac{3}{2}}}{\frac{3}{2} (1,293-0,356)} \right\}} \quad (4.3.14)$$

$$V_v = 0,04 [\text{m}^3/\text{s}] \quad (4.3.15) \quad \text{sau} \quad V_v = 144 [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4.3.16)$$

iar prin fantele orizontale:

$$V_o = 0,75 \cdot 0,002 \cdot 2 \sqrt{\frac{29,81 \cdot 1,1}{0,356}} = 0,023 [\text{m}^3/\text{s}] \quad (4.3.17)$$

sau

$$V_o = 84 [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4.3.18)$$

Se obține astfel debitul de gaze de ardere scăpate prin neetanșeități,avînd valoarea

$$V = V_v + V_o = 228 [\text{m}^3/\text{h}] \quad (4.3.19)$$

Potrivit prescripțiilor tehnice din proiect,nivelul de presiune zero al cuptorului se va afla la

$$H_2 = H_1 \frac{p_1}{p_2 - p_1} = 1,8 \frac{0,5}{1,69 - 0,5} = 0,76 [\text{m}] \quad (4.3.20)$$

sub nivelul vetrei.

În perioada de răcire a cilindrilor prin scoaterea acestora din spațiul cuptorului,în aer liber,are loc o intensă răcire a zidăriei cuptorului,căldură ce nu mai poate fi recuperată,conducînd la creșterea acumulării de căldură în zidărie odată cu reînceperea tratamentului(conform ultimei perioade de menținere-egalizare la 400°C).

Cel mai mare neajuns al cuptorului îl constituie faptul că nu se poate închide în timpul celor 8 ore de răcire a cilindrilor în aer liber.Aceasta conduce la o răcire intensă a zidăriei,deci pierderea unei cantități însemnate de căldură acumulată,fără a fi utilizată în alt scop.

Greutatea aerului cald,care iese prin toate orificiile superioare ale cuptorului va fi

$$G = K_2 \sqrt{\frac{p_2 \cdot 273 \cdot \rho_1}{T_2}} \quad [\text{daN}/\text{s}] \quad (4.3.21)$$

sau

$$G = n \cdot K_2 \cdot r_1 \sqrt{\frac{273H \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right)}{T_1 + n^2 \cdot T_2}} \text{ [daN/s]} \quad (4.3.22)$$

rezultînd cã greutatea aerului rece, care intrã în spațiul de lucru al cuptorului, este proporționalã cu radicalul înãlțimii spațiului de lucru.

Acest calcul s-a efectuat în cazul în care etanșarea cuptorului în perioada de rãcire (v. diagrama de tratament: 890-400°C) nu este perfectã, nicidecum inexistentã.

Se impune așadar ca orificiile din partea inferioarã a cuptorului sã fie cît mai mici, avînd în vedere în primul rînd etanșarea ușii și a vetrei în zona canalelor cu nisip.

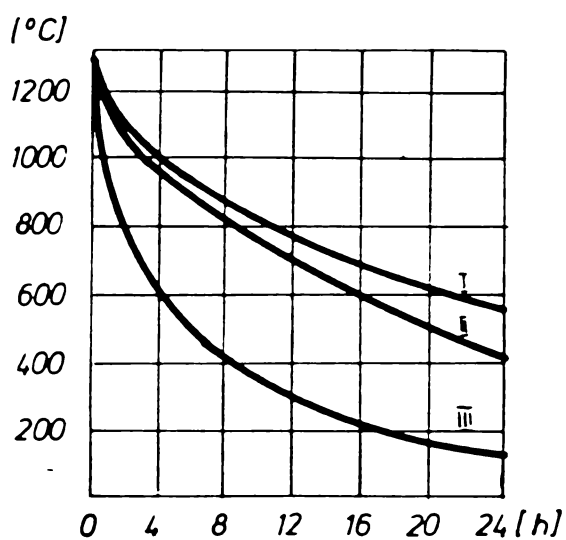


Fig. 4.3.4 - Curbele de scãdere a temperaturii cuptorului, în perioadele de staționare temporarã.

În fig. 4.3.4 este redatã influența orificiilor asupra rãcirii spațiului cuptorului în timpul întreprinderii funcționãrii.

Curba I redã rãcirea unui cuptor cu clapeta închisã și ușa bine etanșã, la curba II clapeta de evacuare a rãmas deschisã iar la curba III clapeta de evacuare este deschisã iar neetanșeitãțile din zona inferioarã au rãmas de asemenea neobturate.

Reîncãlzirea cuptorului conform curbei III a necesitat 2,5[h] iar pentru condițiile conform curbei I, 0,5[h].

Problema etanșeitãții ușii cuptorului se rezolvã în condiții destul de bune la pornirea sa din stare rece, într-o cît funia de azbest poate fi montatã în mod nestingherit. Cu totul alta este situația însã dupã rãcirea în aer liber (v. fig. 4.1.1, 2, 3) cînd datoritã temperaturii ridicate funia nu mai poate fi reãșezatã (în timpul tratamentului ea se lipește local și de zidãria ușii) și deci în ultima etapã de palier (400°C) etanșarea realizatã este de slabã calitate (fig. 4.3.5).



Fig.4.3.5 - 1 -mantaua metalică a cuptorului
2 -funia de azbest pentru etanșare
3 -peretele anterior

Cu aceste date s-a întocmit bilanțul optim (teoretic) al cuptorului (tabel 4.3.1) și bilanțul real (tabel 4.3.2), din care se remarcă valori foarte reduse ale randamentului termic al cuptorului deoarece încărcarea este mult sub cea nominală (6,5 t/ciclu în loc de 11,5 t/ciclu).

Analizând comportarea cuptorului sub aspectul termodinamic al funcționării, rezultă următoarele ponderi ale căldurii acumulate în zidărie și căldurii evacuate la coș (tabel 4.3.3).

Prin planimetrarea diagramei (fig.4.3.3) rezultă un consum total de $3211 \text{ m}^3 \text{ N}$ gaz natural sau defalcat pentru fiecare etapă de tratament, consumul este menționat sub diagramă.

Se remarcă o scădere a consumului în perioadele de menținere în palier a cuptorului, lucru evident deoarece șarja absoarbe un debit caloric mult mai redus, dar reducerea de consum este mult mai accentuată în etapa de palier 890°C (33-46 h) când acumularea de căldură de către zidărie rezultă (v, tabel 4.3.3) a fi minimă. În ultima etapă de menținere în palier la 400°C , consumul este în creștere, urmînd ca în finalul perioadei de 8 h, consumul să se reducă.

De remarcat faptul că zidăria cuptorului nu atinge niciodată

Bilanț optim teoretic

Tabel 4.3.1

Etapa [h]	Consum oombus-tibil [m ³ N]	Căldura dezvoltată [KJ]	Căldura fizică a aerului [KJ]	Căldura fizică a combustibilului [KJ]	Total căldură intrată [KJ]	Căldura necesară gazei [KJ]	Căldura acumulată în zidărie [KJ]	Căldura pierdută prin pereți [KJ]	Căldura pierdută prin neotașare [KJ]
0-15	762	27201114	515628	25146	27741942	1878870	13508870	800248	662577
15-20	336	11994192	202944	11088	12208224	469875	3019894	484524	312884
20-27	564	20133108	340656	18612	20492376	651533	4420759	944875	566871
27-40	1086	38766942	655944	35838	39458724	153883	4782919	2711882	1148466
40-48									
48-56	173	6175581	104492	5709	6285782	324800	1000675	1161699	1162283

Căldura pierdută prin arderi im-perfecte [KJ]	Căldura evacuată la cog [KJ]	Total căldură ieșită [KJ]	Pierdere [%]	Randament termic [%] η_{th}
621452	10270000	27741942	0	62,9
277200	7643847	12208224	0	37,4
447282	13497056	20492376	0	34,1
918277	29743294	39458724	0	24,6
254305	2382020	6285782	0	62,1

Bilanț real

Tabel 4.3.2.

Etapa [h]	Consum combustibil [m ³ N]	Căldura dezvoltată [KJ]	Căldura fizică a aerului [KJ]	Căldura fizică a combustibilului [KJ]	Total căldură intrată [KJ]	Căldura necesară garjei [KJ]	Căldura acumulată în zidărie [KJ]	Căldura pierdută prin pereți [KJ]	Căldura pierdută prin neîncalzire [KJ]
0-22	1148	40980385	737006	37952	41755343	1878870	17750207	1173697	962833
22-27	360	12850992	231059	11901	13093952	469875	3019894	581429	301934
27-33	565	20168918	362634	18679	20550231	615533	4112750	1079857	473868
33-46	924	32984212	593051	30547	33607810	153883	4780900	2920488	774963
46-53									
53-61	214	7639201	137352	7075	7783628	324800	1830500	1161699	143230

Căldura pierdută prin arderi im-perfecte [KJ]	Căldura evacuată la coș [KJ]	Total căldură ieșită [KJ]	Pondere [%]	Randament termic [%]
1305414	18138400	41209421	1,3	56,6
409363	8280000	13062495	0,2	36,7
642473	13560000	20484481	0,3	34,0
1050699	23328000	33008933	1,7	30,6
243344	2782000	7755573	0,4	64,3

Tabel 4.3.3

Perioada [h]	Total căldură intrată [%]	Temperatura în cuptor [°C]	Temperatura măsurată a gazelor arse [°C]	Căldura evacuată la coș [%]	Căldura acumulată în zidărie [%]
0-22	100	20 - 700	20-620	43,44	42,51
22-27	100	700	620	63,23	23,06
27-33	100	700-890	620-740	65,98	20,01
33-46	100	890	740	69,41	14,22
46-53	-	890-400	-	-	-
53-61	100	400	380	35,74	23,51

regimul staționar, ceea ce rezultă din diagramele de distribuție a temperaturii în zidărie pentru regim termic nestaționar.

4.4. Modificarea parametrilor termodinamici după montarea zidăriei refractare permeabile.

Se vor compara valorile parametrilor tehnico-funcționali ai cuptorului de tratament termic ai cilindrilor de laminor conform diagramele de încălzire din fig.4.1.3 și fig.4.4.1 corespunzătoare cuptorului modificat.

După cum rezultă din diagrama de încălzire din fig.4.4.1

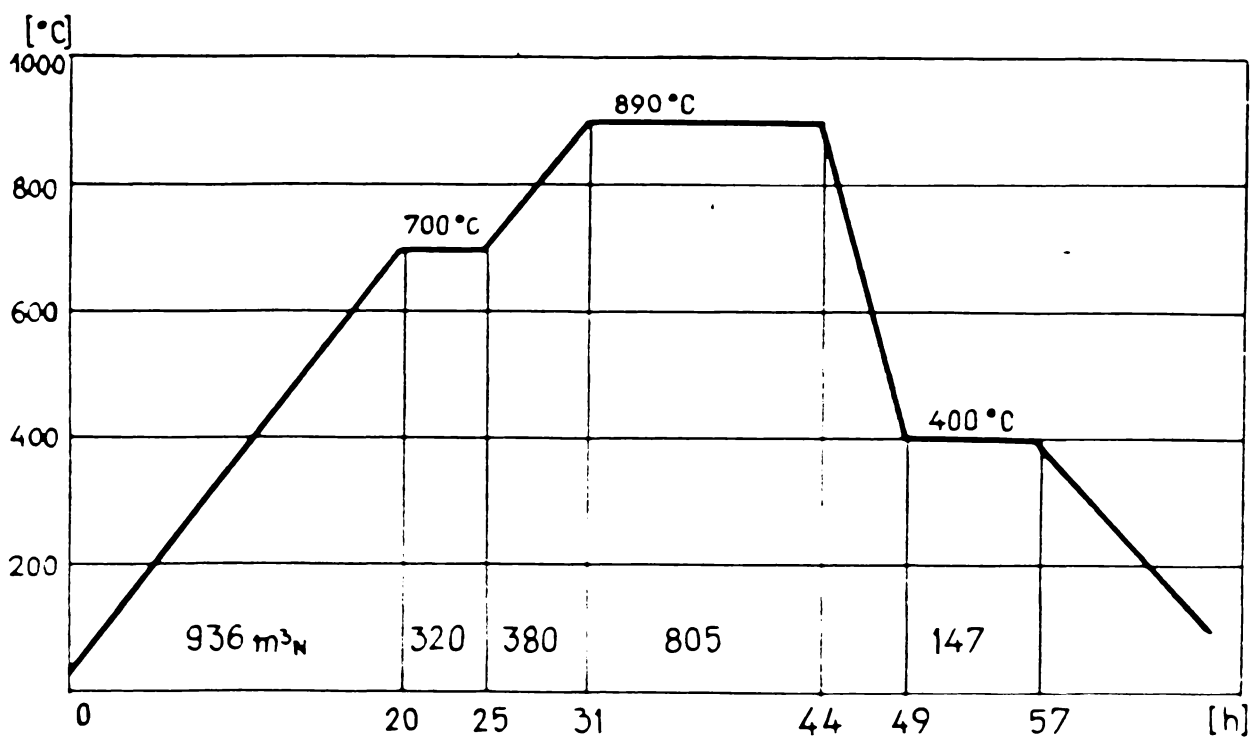


Fig.4.4.1

consumul de gaz natural se reduce în fiecare etapă de încălzire după cum reiese și din tabelul 4.4.1.

Tabel 4.4.1

Etapa de încălzire [°C]	20 - 700	700	700-890	890	400
Consumul mediu orar pentru zidăria normală [m ³ N/h]	52,18	72,00	94,16	71,10	26,8
Consum total [m ³ N]	3211 .				
Consumul mediu orar pentru zidăria cu pereți permeabili [m ³ N/h]	46,80	64,00	63,32	61,90	18,41
Consum total [m ³ N]	2588				

Reducerea totală a consumului este de 623 m³N pe un ciclu de tratament termic. De remarcat că au existat regimuri de funcționare la care reducerea consumului de combustibil a fost și mai mare. În tabelul 4.4.2 sînt redată cîteva consumuri realizate de cuptor înainte și după modificarea în perioada cînd s-a executat tratamentul termic pentru cilindri de laminor tip Adamit avînd aceleași dimensiuni.

Din compararea celor două diagrame de încălzire, din fig. 4.4.1 mai rezultă că în prima perioadă de încălzire de la temperatura de 20°C la 700°C perioada s-a redus cu două ore datorită creșterii coeficientului global de transmitere a căldurii către material ceea ce rezultă și din media de consum de gaz natural realizată (46,8 m³N/h față de 52,18 m³N/h).

În restul etapelor de tratament datorită condițiilor tehnologice impuse, viteza de încălzire rămînînd constantă, efectul reducerii de consum nu se concretizează prin reducerea timpului de încălzire ci prin micșorarea consumului mediu orar de gaz natural (vezi tabel 4.4.1).

Tabel 4.4.2

Consumul total al cuptorului cu zidărie normală [m ³ N]	3411	3211	3517	3483	3450
Media m ³ N	3414,4				
Consumul total al cup- torului cu perete per- meabil [m ³ N]	2718	2588	2725	2714	2673
Media [m ³ N]	2683,6				
Reducerea de consum [m ³ N]	693	623	792	769	777
Reducerea medie de con- sum [m ³ N]	730,8				
Reducerea medie procen- tuală de consum [%]	21,40				

Diagrama de consum a cuptorului după modificarea zidăriei cu peretele refractar permeabil din fig.4.4.2 obținută din diagrama de consum înregistrată căreia i s-a redus scara timpului în scopul reducerii apreciable a dimensiunilor, dă o imagine asupra comportării întregii instalații reieșind din alura curbei, fenomenele ce au loc în spațiul de lucru.

De observat că forma generală a curbelor de consum din fig.4.3 și fig.4.4.2 relative la funcționarea cuptorului în starea inițială și respectiv după modificare, este aceeași.

În perioada de încălzire 20-700°C panta curbei este mai mică reducându-se astfel și suprafața delimitată de curbă și axa timpului. La încălzirea de la 700 la 890°C (perioada 25-31 ore) panta creșterii consumului este mult mai mică decât panta curbei de consum corespunzătoare aceleiași etape în funcționarea cuptorului cu zidăria inițială (media de consum 63,3 m³N/h față de 94,16 m³N/h).

Ultima etapă, cea de menținere-în palier la 400°C timp de 8 ore, este reflectată în diagrama din fig.4.4.2 de cea de-a doua curbă care prin alura ei arată că în ultimile două ore de tratament, datorită prezenței peretelui permeabil zidăria intră deja în regim termic staționar pierderile prin căldură acumulată în zidărie devenind astfel nule.

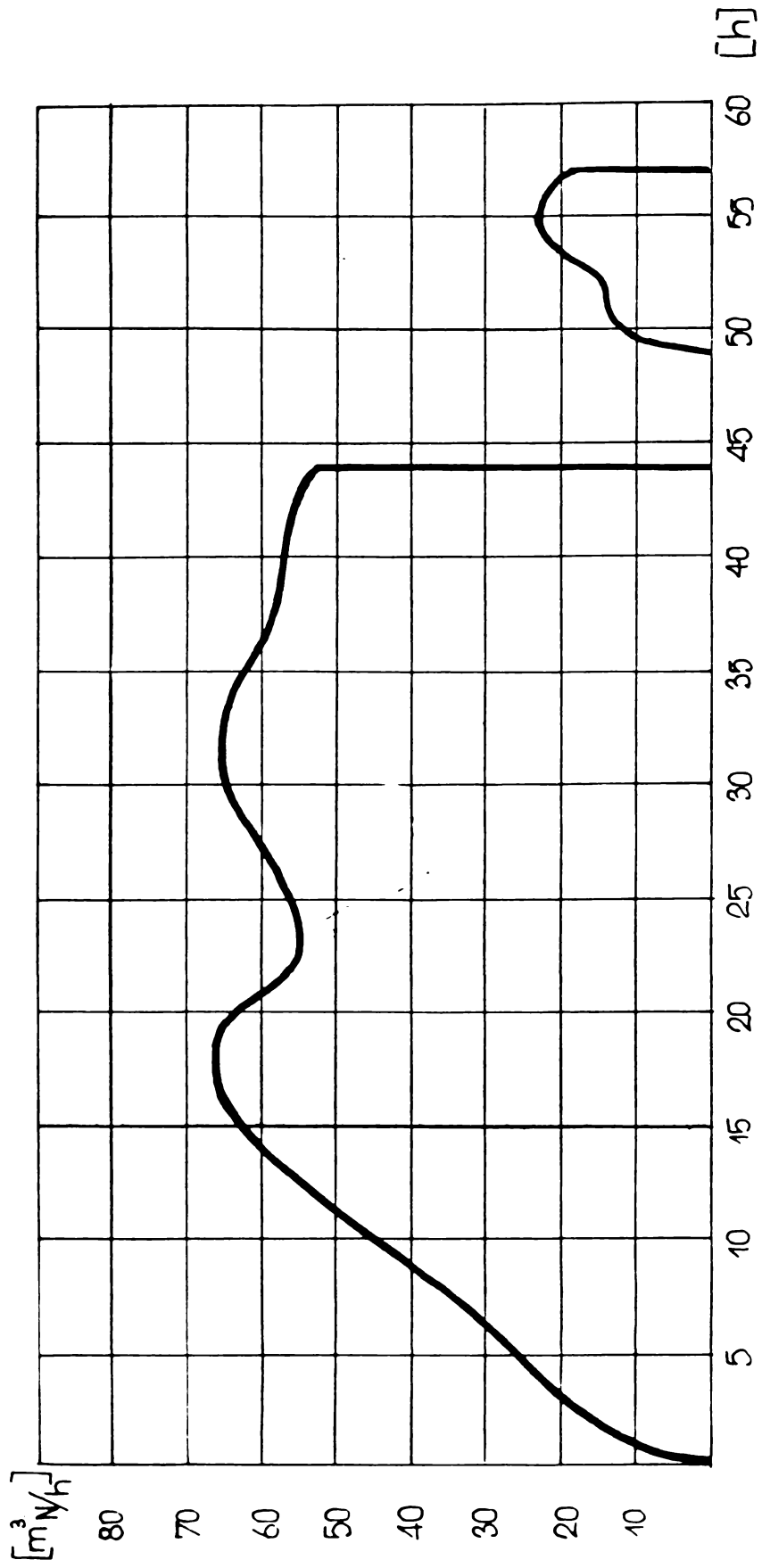


Fig.4.4.2 - Diagrama de consum de gaz natural după modificarea zidăriei cuptorului

Comparând situația de mai sus cu cea din fig.4.3.3, intrarea zidăriei în regim termic staționar nu are loc în nici un moment al tratamentului, pierderile prin acumulare de căldură fiind astfel mult mai mari.

Efectul ecranului refractar permeabil asupra schimbului de căldură în spațiul de lucru al cuptorului apare sub două aspecte:

- mărirea coeficientului global de transfer termic datorită supraîncălzirii ecranului permeabil radiant, efect utilizat la cuptoarele de încălzire unde este posibilă ridicarea vitezei de încălzire a materialului, deci reducerea duratei de staționare a semifabricatelor în cuptor și a consumului specific de combustibil;

- reducerea consumului de combustibil datorită utilizării într-un grad superior a energiei gazelor arse în spațiul de lucru acestea fiind evacuate cu o entalpie inferioară valorii existente la funcționarea cuptorului cu zidărie clasică.

În sprijinul acestei afirmații vin și măsurătorile efectuate în timpul experimentărilor industriale asupra temperaturii gazelor arse evacuate.

Cuptorul neavând recuperator preîncălzitor de aer, gazele arse sînt evacuate direct la coș. Temperatura acestora s-a măsurat pe canalul de fum în zona clapetei de reglare (fig.4.4.3).

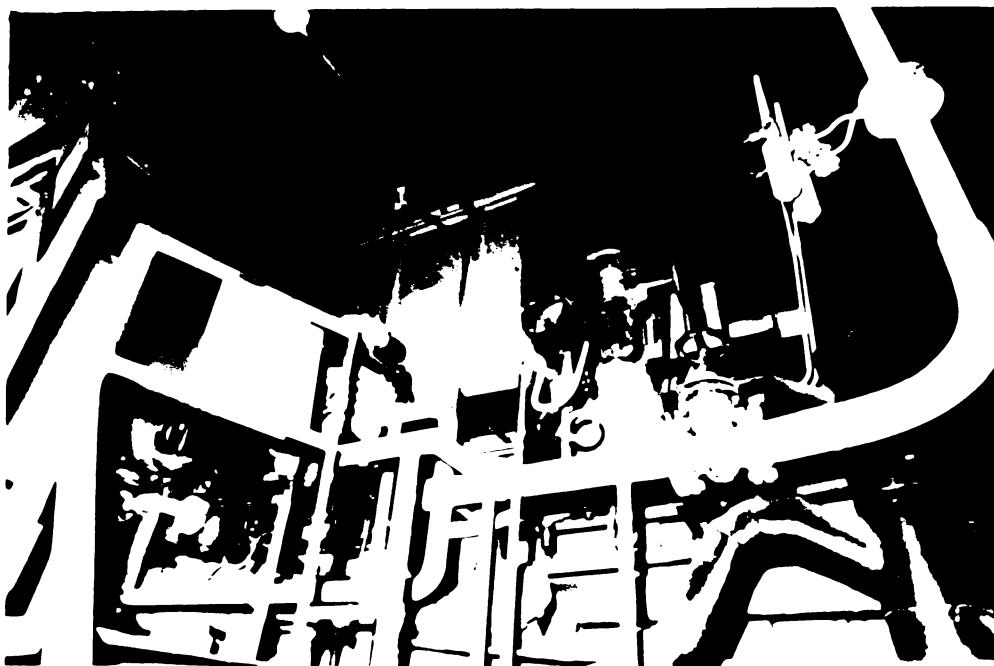


Fig.4.4.3 - 1 - clapeta de reglare a presiunii gazelor de ardere în cuptor

În tabelul 4.4.3 sînt redate valorile temperaturilor măsurate ale gazelor arse în condițiile funcționării cuptorului cu zidăria normală și cu ecranul refractar permeabil, din care se observă dife-

Tabel 4.4.3

Etapa de încălzire [°C]	20 - 700	700	700 - 890	890	400
Temperatura gazelor arse evacuate la cuptorul cu zidărie normală [°C]	20-620	620	620-740	740	380
Temperatura gazelor arse evacuate la cuptorul cu perete permeabil [°C]	20-430	430	430-550	550	260

rențe însemnate ale temperaturilor de evacuare în special în domeniul temperaturilor mai ridicate din cuptor, cînd efectul radiant al ecranului devine mai important.

Reducerea consumului de combustibil așa cum rezultă și din tab. 4.4.2 are loc în fiecare etapă de tratament, cu precădere însă în etapele de ridicare a temperaturii șarjei, iar în ultima etapă, de menținere în palier la 400°C reducerea însemnată (tab.4.4.4) a consumului se datorează inerției termice ridicate a peretelui permeabil, care în etapele precedente a intrat în regim termic staționar,

Tabel 4.4.4

Etapa de încălzire [°C]	20 - 700	700	700 - 890	890	400
Reducerea consumului de combustibil [%]	18,46	11,12	32,75	12,93	31,30

Potrivit datelor experimentale s-a întocmit bilanțul termic al cuptorului pentru funcționarea cu perete permeabil refractar, rezultatele fiind centralizate în tabelul 4.4.5.

Modalitatea de întocmire a blinașului a fost identică condițiilor de funcționare a cuptorului cu zidărie normală, bilanțul propriuzis fiind defalcat pentru fiecare etapă de tratament în scopul unor

Tabel 4.4.5

Etapa [h]	Consum combustibil [m^3N]	Căldura dezvoltată [KJ]	Căldura fizică a aerului [KJ]	Căldura fizică a combustibilului KJ	Total căldură intrată [KJ]	Căldura necesară șarjei [KJ]	Căldura acumulată în zidărie [KJ]	Căldura pierdută prin pereți [KJ]	Căldura pierdută prin neetanșare [KJ]
0-20	936	33412392	600864	30888	34044144	1878870	17750207	1066997	875303
20-25	320	11423040	205424	10560	11639024	469875	3246570	834567	301934
25-31	380	13564860	243941	12540	13821341	615533	4112750	1079857	473866
31-44	805	28736085	516769	26565	29279419	153883	4780900	2920488	774963
44-49									
49-57	147	5247459	94366	4851	5346676	124800	1930500	1161699	919300

Căldura pierdută prin arderi imperfecte [KJ]	Căldura evacuată la coș [KJ]	Total căldură ieșită [KJ]	Țroare [%]	Randament termic [%]
1058242	11044805	33674419	1,08	67,55
361792	6246400	11461138	1,50	46,33
429628	7030500	13741636	0,58	49,14
910133	19078500	28618867	2,2	34,83
166198	1036350	5338847	0,15	80,61

analize mai corecte a fenomenelor termice.

Din analiza bilanțurilor termice pe etape reies unele concluzii privitoare la ponderea elementelor care intră și ies din conturul de bilanț, prezentate în tabelul 4.4.6.

Tabel 4.4.6

Etapa [h]	Total căldură intrată [%]	Tempera- tura în cuptor [°C]	Tempera- tura mă- surată a gazelor arse [°C]	Căldura evacuată la coș [%]	Căldura acumulată în zidărie [%]
0-20	100	20-700	20-430	32,44	52,14
20-25	100	700	430	53,66	27,89
25-31	100	700-890	430-550	50,86	29,75
31-44	100	890	550	65,16	16,32
44-49	-	890-400	-	-	-
49-57	100	400	260	19,38	36,11

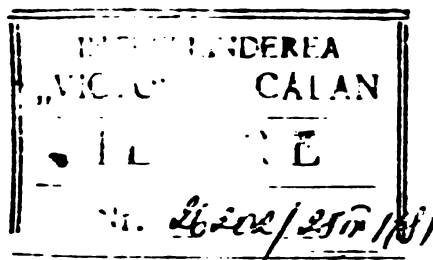
Comparînd valorile cantităților de căldură evacuate cu gazele arse din tabelul 4.3.3 și 4.4.6 precum și valorile căldurii acumulate în etape identice de tratament rezultă evident calitatea de "recuperator,, intern de energie, a peretelui refractar permeabil iar surplusul de căldură acumulată în zidărie va da cuptorului o capacitate de amortizare a variațiilor de temperatură, mai bună, calitate ce este de dorit a o avea în special cuptoarele de încălzire.

În special deci, la cuptoarele de încălzire unde au loc deschideri și încărcări-descărcări repetate, rolul zidăriei permeabile de amortizare a variațiilor bruște de temperatură se face puternic simțit.

Gradul de perfecțiune al arderii este deasemeni îmbunătățit, constatîndu-se diminuarea conținutului de CO din gazele de ardere (în cadrul unor cicluri de tratamente chiar nu s-a semnalat prezența oxidului de carbon în gazele de ardere), aducînd o calitate în plus peretelui permeabil, aceea de a reduce consumul suplimentar de combustibil prin ardere imperfectă, concomitent cu micșorarea gradului de poluare a atmosferei.

Centrala Industrială Siderurgică
H u n e d o a r a
Intreprinderea Victoria Calan

Nr. / /



A P R E C I E R E

cantitativă și calitativă a eficienței contractului de cercetare științifică nr. 73/1981.

Cercetările efectuate în contractul sus amintit se încadrează în preocupările generale privind reducerea consumului de combustibil prin recuperarea energiei gazelor de ardere, în conformitate cu Directivele Congresului al XII-lea al P.C.R.

Soluțiile și propunerile efectuate de executant pentru reducerea consumului de combustibil de la cuptorul de tratament termic al Turnătoriei II - Cilindri din cadrul Intreprinderii "Victoria" Calan se bazează pe cercetări originale ale executantului.

În urma aplicării cercetărilor rezultă următoarele :

1) Modificându-se zidăria cuptorului de tratament prin montarea unui perete refractar permeabil în zona peretelui posterior, se obține o reducere a consumului de gaz natural în medie de 19,4 până la 23,2 %, rezultând o economie anuală de cca. 36.000 m³ H gaz natural pentru instalația respectivă.

Rezultatele cercetărilor și experimentărilor industriale sînt aplicabile oricărui tip de cuptor industrial cu flacără pentru tratament termic și încălzire.

2) Prin modificarea întregii zidării a cuptorului (care necesită investiții) reducerea consumului de combustibil se ridică la cca. 35 - 38 %.

3) Prin corelarea proceselor de prelucrare mecanică și tratament termic al cilindrilor se poate obține o reducere suplimentară a consumului de 3 - 5 %.

D I R E C T O R,
Ing. Bucur Dumitru

DIRECTOR USMIA 2,
Ing. Mateșoi Leontin.

CONCLUZII FINALE

Așa cum s-a mai arătat, majoritatea cuptoarelor industriale de încălzire și tratament termic utilizate în industria metalurgică și construcții de mașini funcționează discontinuu adaptându-se la sistemul de organizare a fluxului tehnologic de prelucrări prin deformare plastică sau de prelucrări mecanice prin aşchiere. Aceasta implică supunerea cuptoarelor la regimuri termice de funcționare tranzitorii, perioade în care acumularea căldurii în zidărie necesită 55 - 75 % din dezvoltarea totală de căldură prin arderea combustibilului. Ori, oprirea cuptorului după efectuarea încălzirii sau tratamentului termic aplicat încărcăturii implică cel puțin pierderea a jumătate din căldura acumulată, mai mult, în faza de încălzire și entalpia gazelor arse evacuate are valori mult mai mari decât la funcționarea cuptorului în regim termic staționar (cu cea 12 - 18 %).

Cu toate măsurile tehnologice de reducere a consumului specific de combustibil luate în special în industria siderurgică care ocupă o pondere de 5 - 8 % din consumul total de combustibil pe economia națională, de a recupera o parte din energia gazelor arse evacuate din cuptor prin montarea unor recuperatoare de radiații sau convective, rezultatele obținute sînt departe de a fi mulțumitoare. Aceasta, deoarece cuptoarele de încălzire din industria siderurgică, efectuînd încălziri ale materialului pînă la cca 1250° C evacuează gaze de ardere cu temperatura variînd între 1100 - 1350° C, temperatură la care recuperatoarele de radiație (metalice și ceramice) rezistă foarte puțin timp după care randamentul lor scade rapid, finalizînd cu scoaterea lor din uz.

Avînd în vedere că funcționarea cuptoarelor de încălzire a lingourilor, de exemplu, este tranzitorie problemele de calcul și proiectare a recuperatoarelor sînt deosebite, atingîndu-și parametrii doar în etapele de menținere în palier de temperatură. Este de dorit ca pentru ridicarea gradului de recuperare a energiei gazelor arse temperatura la care acestea părăsesc cuptorul să fie minimă, în condițiile respectării procesului tehnologic, creîndu-se astfel condiții optime de recuperare în afara cuptorului.

Aplicarea rezultatelor cercetărilor de laborator la scară industrială, a avut ca obiect cuptorul de tratament termic al cilindrilor de laminor de la Intreprinderea "Victoria" Călan, unde (v. Cap. 4) s-au obținut reduceri ale consumului cu 10 - 23 % din consumul total de gaz natural.

Încă de la prima încercare rezultatele au fost dintre cele mai bune, zidăria permeabilă rămânând montată pînă la prima revizie curentă a cuptorului cînd s-a recalculat grinda de susținere a peretelui care datorită temperaturii ridicate s-a deformat la fluaj, fără însă a se periclita stabilitatea construcției.

Pentru permanentizarea sistemului s-a întocmit un proiect de modificare a zonei de sprijin a peretelui posterior, pentru ca zidăria permeabilă să nu mai fie montată pe grindă metalică nerăcită.

S-a realizat în medie o reducere a consumului cu cca $600 \text{ m}^3 \text{ N}$ pe ciclu care anual înseamnă $26\,400 \text{ m}^3 \text{ N}$ de gaz natural, dînd posibilitatea efectuării a încă 14 cicluri de tratament cu încadrarea în consumul normat prin planul de stat.

De reținut că valorile minime de reducere a consumului s-au obținut pentru datele recoltate în perioadele de funcționare a cuptorului cu zidăria nemodificată, cînd nu staționa mai mult de o zi sau două pînă la reluarea ciclului de tratament. Ori în aceste condiții zidăria nu-și pierde întreaga căldură acumulată fapt ce se răsfrînge pozitiv asupra consumului de combustibil.

Valorile maxime ale reducerii de consum au rezultat din consumurile realizate din funcționarea cuptorului pornind din stare rece, cînd și căldura acumulată de zidărie atinge valoarea maximă. Aceasta este o dovadă în plus asupra oportunității prezenței pereților refractari permeabili în camerele cuptoarelor de încălzire și tratament cu funcționare în regim necontinuu.

În C. S. Hunedoara, Uzina 4 laminoare, secția Blooming 1000 - 1300 mm, cele 22 de cuptoare adînci cu flacără întoarsă, care consumă fiecare $660 \text{ m}^3 \text{ N/h}$ gaz natural și funcționează în medie 300 de zile pe an, sînt considerate ca fiind cele mai reușite cuptoare recuperînd energia gazelor arse evacuate la 1320° abia după diluarea lor cu aer pînă la atingerea temperaturii de 1120° C în scopul protejării recuperatoarelor.

Potrivit rezultatelor cercetărilor de laborator și industria-

le privind recuperarea energiei gazelor de ardere în spațiul de lucru al cuptorului, prin montarea în zona pereților laterali a ecranelor refractare permeabile, operațiune care nu necesită modificarea esențială a zidăriei normale a cuptorului și a circulației gazelor în cuptor, se pot realiza economii de gaz natural oscilând între 10 - 23 % care înseamnă în cazul de față, la un consum mediu anual de $104,5 \cdot 10^6 \text{ m}^3 \text{ N}$ gaz natural economii conform datelor din tabel :

Total consum gaz natural [$\text{m}^3 \text{ N}$]	Reducerea consumului [%]	Reducerea consumului [$\text{m}^3 \text{ N}$]	Reducerea consumului [Kg c c]	Echivalent barili	Economii (dolari)	Preț \$/baril
$104,5 \cdot 10^6$	10	$10,4 \cdot 10^6$	$12,7 \cdot 10^6$	$56,4 \cdot 10^3$	1.974 000	35
	23	$24,1 \cdot 10^6$	$29,5 \cdot 10^6$	131,1	4 588 500	35

Aplicabilitatea zidăriei refractare permeabile este imediată la cuptoarele de forjă și tratament termic de capacitate mică și medie din industria constructoare de mașini.

Întreprinderea de Tractoare Brașov utilizează în secțiile de forjă și tratamente termice cuptoare cu flacără funcționând cu gaz natural. Astfel, cele 60 de cuptoare de forjă consumă anual $47\,575\,000 \text{ m}^3 \text{ N}$ gaz natural iar cele 43 de cuptoare de tratament (excluzând cele 19 cuptoare de tratament de pe liniile automate) consumă $19\,360\,000 \text{ m}^3 \text{ N}$ gaz natural anual, pînă la ora actuală funcționarea fiind fără nici un sistem de recuperare a energiei gazelor de ardere, evacuate. Dacă prin modificarea zidăriei acestora, montînd pereți refractari permeabili, economia de combustibil s-ar ridica la numai 10 %, s-ar realiza economii anuale de gaz natural în valoare de cca 1 183 000 \$.

Prețul de fabricare a cărămizilor refractare de format special produse de Întreprinderea de Produse refractare Baru nu diferă față de cel al cărămizilor refractare de format standardizat (1800 lei/tonă), iar manopera de zidărie se încadrează în baremul pentru zidării obișnuite.

Datorită calităților zidăriei permeabile, cuptoarelor li se imprimă o mai mare suplețe în funcționare în special la regimul termic tranzitoriu specific cuptoarelor de tratament și forjă, oscilațiile de temperatură la încărcarea acestora în timpul func-

ționării fiind mult reduse.

În aceeași idee, zidăria normală a cuptoarelor poate fi redusă dimensional realizându-se instalații mai ușoare și mai ieftine, iar temperatura gazelor evacuate fiind mai mică cu cca 200-300° C devine optimă pentru recuperarea în aparate termice de schimb fără a le deteriora asigurându-se astfel un grad maxim de recuperare a energiei gazelor arse.

Efectul zidăriei permeabile la cuptoarele de tratament termic constă în îmbunătățirea substanțială a randamentului energetic, economia de combustibil rezultând din evacuarea gazelor de ardere la o temperatură mult mai coborâtă, coeficientul global de schimb de căldură nemodificându-se datorită unei viteze de încălzire a încărcăturii impuse de tehnologia de tratament.

Pentru cuptoarele de încălzire (secții de laminare, forje, matrițare la cald, etc.), pereții permeabili amplifică cu 12 - 18 % coeficientul global de transfer de căldură permițând ridicarea temperaturii materialului într-un timp mai scurt cu același consum orar de combustibil până la atingerea valorii temperaturii de menținere în palier (reiese din rezultatele experimentărilor de laborator, Cap. 3), binențeles cu viteza de încălzire până la limita maximă admisibilă, după care, în perioada de egalizare a temperaturii consumul se reduce datorită efectului de utilizare intensificată a energiei gazelor de ardere.

Autorul consideră că a reușit să-și aducă un aport la rezolvarea problemelor menționate mai sus, prin următoarele contribuții originale :

- Stabilirea metodei mai exacte de calcul a coeficientului global de schimb termic prin efectuarea calculului pe două căi diferite care ajung în final la același rezultat (Cap. 2) ;

- Conceperea și realizarea standului de încercări de laborator precum și alegerea parametrilor termodinamici specifici care definesc fenomenul (Cap. 3) ;

- Elaborarea programului FORTRAN pentru stabilirea distribuției câmpului de temperatură în proba de încălzit în scopul verificării autenticității valorilor coeficienților globali de schimb termic calculați analitic (Cap. 3) ;

- Interpretarea rezultatelor experimentale de laborator și industriale și alegerea modelului optim de zidărie permeabilă

(Cap. 3 - 4) ;

- Aplicarea la scară industrială a rezultatelor cercetărilor teoretice și experimentale, în baza modelului de laborator prin stabilirea soluției optime de modificare a zidăriei cuptorului industrial .

Verificarea experimentală a metodelor propuse atestă aplicabilitatea imediată a rezultatelor obținute în lucrare.

După experimentarea industrială, metoda a fost propusă pentru brevetare ca inovație la Ministerul Industriei Metalurgice, prin Centrala Industrială Siderurgică Hunedoara.

Preocupările autorului în domeniul recuperării energiei termice se încadrează în contextul problemelor practice și teoretice abordate de un colectiv mixt de la Institutul de Subingineri Hunedoara și Centrala Industrială Siderurgică Hunedoara.

BIBLIOGRAFIE

1. ADRIANOV, V. N. - Radiometriceski pribor dlia izmerenia lucistih potokov, Moskva, 1960 ;
2. ATKINSON, P. - Gaz Concil Communication (nov. 1956) ;
3. Mc ADAMS, W. H. - Transmission de la chaleur, Paris, 1961 ;
4. BARTES, I. G. - Trans of A.S.M.E., nr. 8, 1957 ;
5. BRUNKLAUS, H. I. - Der Industrieofen mit innerer Rekuperation Wärmetechnik 3 (1952). Gaswärme 15 (1966) ;
6. COMAN, GH. - Tehnica măsurării presiunii și debitului, E.D.P., 1963 .
7. DAHLANS, A. I. - Fiock Thermocuple pyrometere for gas turbins, A.S.M.E., 1949 ;
8. DIOSZEGHY, D. - Die Ralle der Ofenwand bei hohen Temperaturen, T H Aachen, 1967 ;
9. DIOSZEGHY, D. - Theoretische und praktische Entwicklung der Flammenforschung, Freiburger Forschungshefte, 1964 ;
10. ECKERT, E. R., SPARROW, E. M. - Int. Journ. Heat and Mass Transfer, nr. 1, 1961 ;
11. EBERHARDT, J. E., HOTTEL, H. C. - Trans. Amer. Soc. Mech. Eug. 1936 ;
12. ESTERKIN, R. I. - Metode de măsurare termotehnice și încercări la ardere, Moscova, 1972 ;
13. GHEORGHE, G. - Distribuția și utilizarea gazelor naturale, E.T., București, 1973 ;
14. GORDOV, A. N. - Osnovî pirometrii, Metallurghia, Moskva, 1964 ;
15. GHERASCENKO, A. I. - Tehnica teplotehnicoscovo experimenta, Kiev, 1964 .
16. GURVICI, A. M. - Teploobmen v topkakh parovih kotlov, Gosenergoizdat, 1950 ;
17. GLASER, P. E. - Rev. Sci. Instr. (nr.12, 1958) ;
18. HOTTEL, H. C. , SAROFIM, A. F. - Int. Journ. Heat and Mass Transfer , nr. 8, 1965 ;
19. HIROSHI, T. , MASAYUKI, F. - Analiza numerică a distribuției temperaturilor într-un cuptor tridimensional, I.D.T., 1971 ;
20. KELLER, I. A. - A. R. S. Journal (1961) ;
21. KINDJERI, V. D. - Izmerenia prii visokih temperaturah, Moskva, 1963 .
22. KONDRATIEV, G. M. - Teplonie izmerenia, Moskva, 1967 ;

23. KONDRATIEV, G. M. - Izmerenie nestacionálnih temperatur u teplonih potokov, Moskva, 1966 ;
24. KOVADEROV, A. V. - Teplovaia rabota plamenih pecei, Metal-lurghizdat, 1962 ;
25. KONAKOV, P. K. ,
FILIMONOV, S. S. - Teploesmen v cameral sgernaia parovih Katlov, Pecinoi transport, 1960 ;
26. KONAKOV, P. K. - Teoria podosia i modelirovanie, Iz-vo A.N., 1951 ;
27. KARASSIMA, P. A. - Sbornik naucinih trudov VNIMT, nr. 21, Metallurghia, 1969 ;
28. KUROSUKI, Y. - Transferul de căldură simultan prin ra-diație și alte moduri elementare de trecere a căldurii, Termotehnica, nr. 9, 1972 ;
29. MATTES, B. ,
PERLS, T. - Rev. Sci. Instr., nr. 3, 1961 .
30. MITOR, V. V. - Energomasinostroenie, nr. 7; 10; 1957 .
31. MITOR, V. V. - Teploesmen v topkah, Maşghiz, 1963 ;
32. MIASNIKOV, P. A. - Sbornik naucinih trudov, V.N.I.M.T., nr. 21, Metallurghia, 1969 ;
33. MIHREEV, M. A. - Bazele transmiterii căldurii, E.E.S., 1953 ;
34. MURIN, G. A. - Măsurări termotehnice, E.E.S., 1954 ;
35. NEVSKI, A. S. - Sbornik naucinih trudov, U.N.I.M.T., 1966 ;
36. NEVSKI, A. S. - Suscistii teploesmen v peciah i topkah, Izd. Met., 1971 ;
37. POPESCU, P. - Măsurarea debitului în tehnică, E.T., 1969 ;
38. PREOBRAJENSKI, V. P. - Măsurări și aparate de măsurat, E.T., 1960 ;
39. RICHMOND, I. C. ,
HARRISON, W. N . - Journ. of Research of The National Bu-reau of Standards - C. Eug. and Instr., nr. 3, 1962 ;
40. SPARROW, E. M. - Mass ant oth. Trans A S M E , nr. 2, 1961 ;
41. SURINOV, I. A. - Cernaia metalurghia, nr. 3, 1966 ;
42. THRING, M. W. - Iron Steel, nr. 12, 1959 ;
43. TIMOFEEV, V. N. - V. T. I., nr. 2, 1941 ;
44. UNGUREANU, C. - Generatoare de abur, Bucureşti, E.T., 1979 ;
45. BLOCH, A. G. - Teplovoe izlucenie v kotelnih ustanovkah Leningrad, Energhia, 1967 ;
46. IVANTOV, G. P. - Nagrev metalla, Moskva, 1948 ;
47. NEVSKI, A. S. ,
LIKOV , A. V. - Teplo i masoperenos, Moskva, 1966 ;

48. DETKOV, S. P. ,
VINOGRADOV, A. V. - Energhetica, nr. 10, 1964 ;
49. HOTTEL, H. C. ,
COMEN , E. S. - American Inst. Chemical Engineers,
nr. 4, 1958 ;
50. THORNEYCROFT, W. T. ,
THRING, M. W. - Trans. Inst. Chem. Engineers, 1960 ;
51. HOTTEL, H. C. - Chem. Engineering Japan, 1962 ;
52. STARK, P. Ū. ,
IVANTOV, C. P. - Nagrev metalla, Moskwa, 1954 ;
53. TAIT, N. I. - Tehnologhia nagreva stali, Metallur-
ghizdat, Moskwa, 1950 ;
54. KUROCIIKIN, B. I. - V. N. I. I. M. T., Metallurghizdat,
nr. 4, 1958 ;
55. GLINKOV, M. A. - Martenovskaia peci kak teplotehnicos-
ki agregat, Moskwa, 1964 ;
56. MIASNIKOV, P. A. - Protesî nagreva, Metallurghizdat,
1969 ;
57. KRIVANDIN, V. A. ;
MOLCEANOV, N. G. ;
SOLOMENTEV, S. L. - Cuptoare metalurgice, E.T., Bucu-
reşti, 1963 ;
58. LINCEVSKI, V. P. - Cuptoare de încălzire, E.T., Bucu-
reşti, 1952 ;
59. POLIAK, G. L. - Elaborarea metodelor de calcul ale
schimbului de căldură în cuptoare
cu cameră, O.E.I.A.N., 1941 ;
60. SCHAFER, G. - Wärmebelastung und Wabbezahl, Gas-
wärme 12, 1963 ;
61. HOLLIDAY, K. ,
THRING, M. W. - Journal of institute of fuel, N.Y.
1957, b. 3 ;
62. POPA, B. - Transferul de căldură în procese
industriale, Bucureşti, E.T., 1975 ;
63. MINKLER, W. - Schutzgasanlagen, Gaswärme 7, 1958 ;
64. HEILIGENSTAEDT, W. - Wärmetechnische Rechnungen für In-
dustrie öfen, Dusseldorf, 1951 ;
65. MONEA, L. - Cercetări privind amplificarea ra-
diaţiei termice în cuptoare de în-
călzire şi tratament cu zidărie per-
meabilă, Buletinul ştiinţific I.P.
"T.V." Timişoara, 1981 ;
66. MONEA, L. ,
MAKSAY, S. - Cercetări privind modelarea încăl-
zirii lingourilor , Buletinul şti-
inţific al I.P. "T.V." Timişoara,
1980 ;

C U P R I N S

CONTRIBUTII PRIVIND INFLUENTA PERETILOR REFRACTARI PERMEABILI ASUPRA SCHIMBULUI DE CALDURA IN CUPTOARE METALURGICE

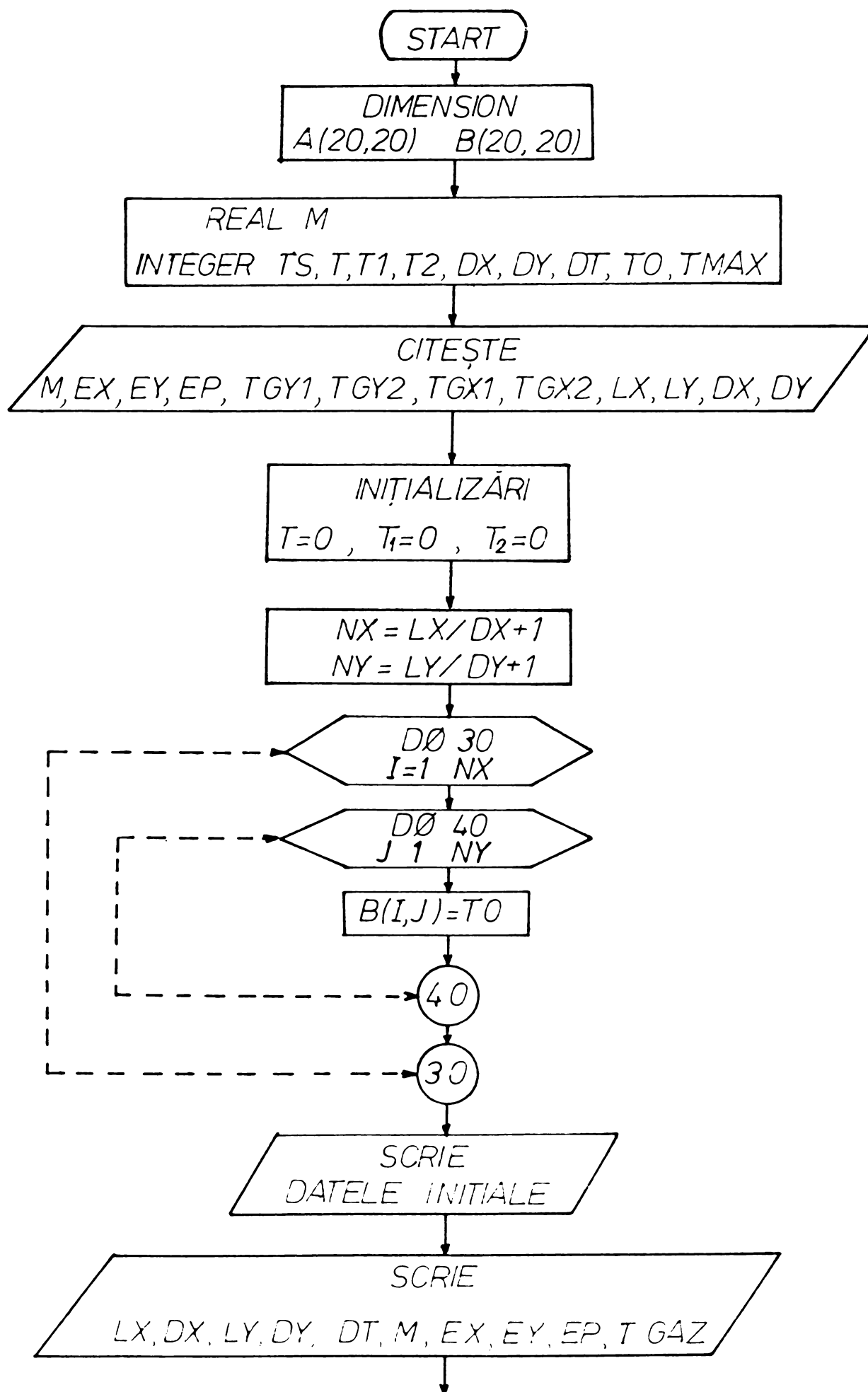
<u>INTRODUCERE</u>	1
Cap. 1. <u>METODE DE CERCETARE A SCHIMBULUI DE CALDURA PRIN RADIATIE IN SPATIUL DE LUCRU AL CUPTOARELOR INDUSTRIALE CU FLACARA</u>	
1.1. Schema ideală a schimbului de căldură prin radiație în cazul mediului mobil.....	2
1.2. Calculul transferului termic radiant după schema monodimensională.....	3
1.3. Metoda zonală de calcul a cedării de căldură prin radiații termice.....	8
1.4. Metode de rezolvare a ecuațiilor zonale.....	13
1.5. Metode zonale bazate pe utilizarea coeficienților de determinare a schimbului reciproc de căldură prin radiație.....	18
1.6. Aspecte particulare ale schimbului termic în cuptoarele de încălzire și tratament.....	22
1.7. Concluzii privind metodele de calcul al schimbului de căldură prin radiații.....	26
Cap. 2. <u>BAZELE TEORETICE ALE CERCETARII PROCESULUI DE AMPLIFICARE A RADIATIEI TERMICE IN CUPTOARELE INDUSTRIALE, PRIN UTILIZAREA PERETILOR REFRACTARI PERMEABILI</u>	
2.1. Problematika teoretică generală a funcționării cuptoarelor industriale.....	30
2.2. Calculul bilanțului și randamentului termic optim al cuptoarelor industriale cu funcționare necontinuuă.....	34
2.3. Calculul combustiei.....	44
2.4. Analiza erorilor la măsurarea temperaturii.....	53

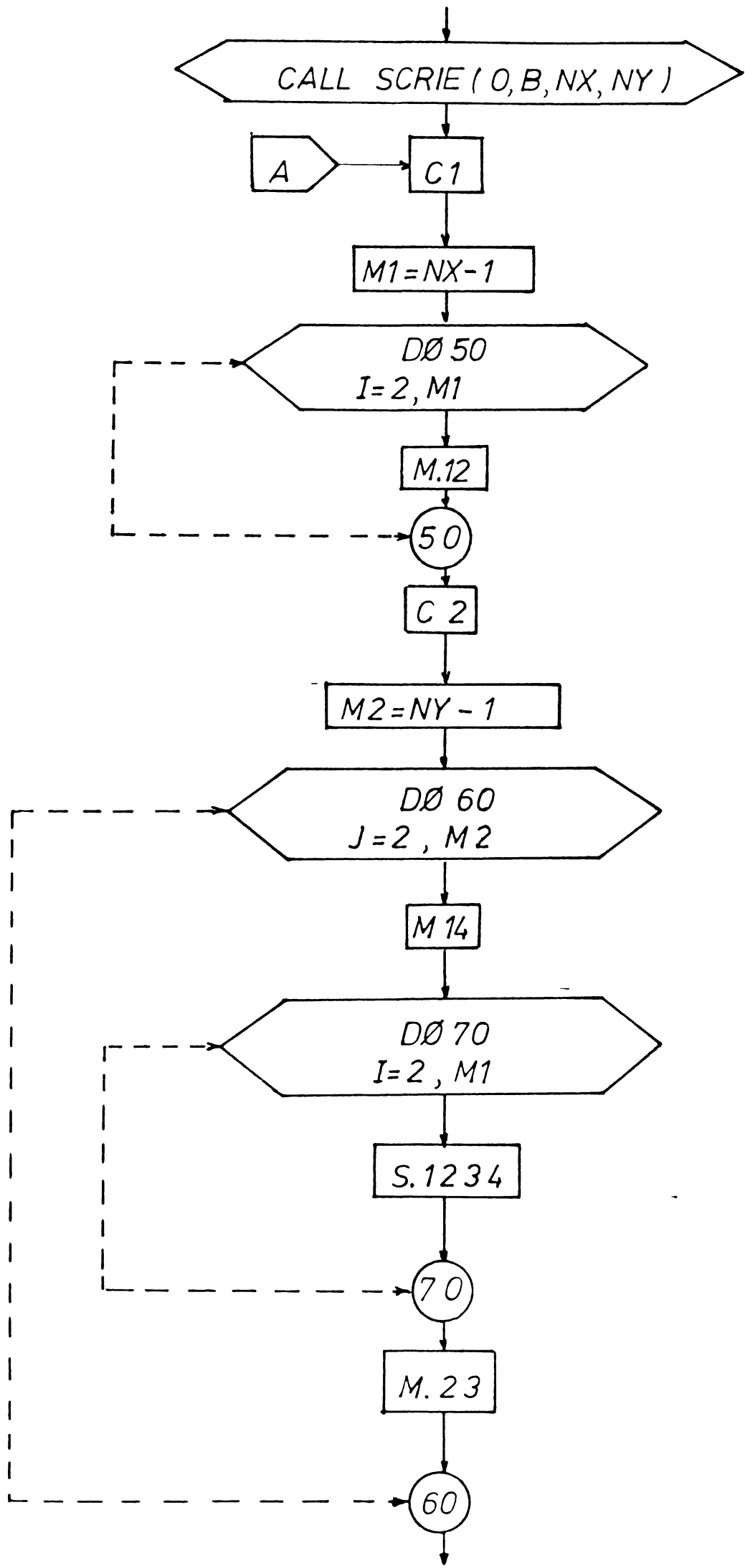
Cap. 3. <u>REZULTATELE CERCETARILOR DE LABORATOR ASUPRA UTILIZARII PERETILOR REFRACTARI PERMEABILI LA CUPTOARELE DE INCALZIRE SI TRATAMENT TERMIC</u>	
3.1. Instalația experimentală de laborator.....	58
3.2. Calculul termic al zidăriei normale aferentă cuptorului.....	65
3.3. Bilanțul termic al cuptorului cu zidărie nor- mală.....	69
3.4. Bilanțul termic al cuptorului cu zidărie per- meabilă.....	79
3.5. Determinarea duratei de încălzire a materia- lului.....	104
3.6. Calculul vitezei de încălzire a probei.....	111
3.7. Determinarea cîmpului de temperatură în secțiu- nea transversală a probei prin metoda diferen- țelor finite cu mijloace de calcul electronic	124
Cap. 4. <u>APLICAREA LA SCARA INDUSTRIALA A CERCETARILOR PRIVIND MODIFICAREA SPATIULUI DE LUCRU AL CUPTOARELOR METALUR- GICE PRIN MONTAREA PERETILOR REFRACTARI PERMEABILI</u>	
4.1. Experimentarea industrială.....	134
4.2. Determinarea coeficientului global de transfer termic în cuptorul de tratament termic pentru cilindrii de laminor.....	147
4.3. Indicii tehnico - funcționali ai cuptorului înaintea modificării zidăriei.....	153
4.4. Modificarea parametrilor termodinamici după montarea zidăriei refractare permeabile.....	167
Concluzii finale.....	175
BIBLIOGRAFIE.....	180
A N E X A	185

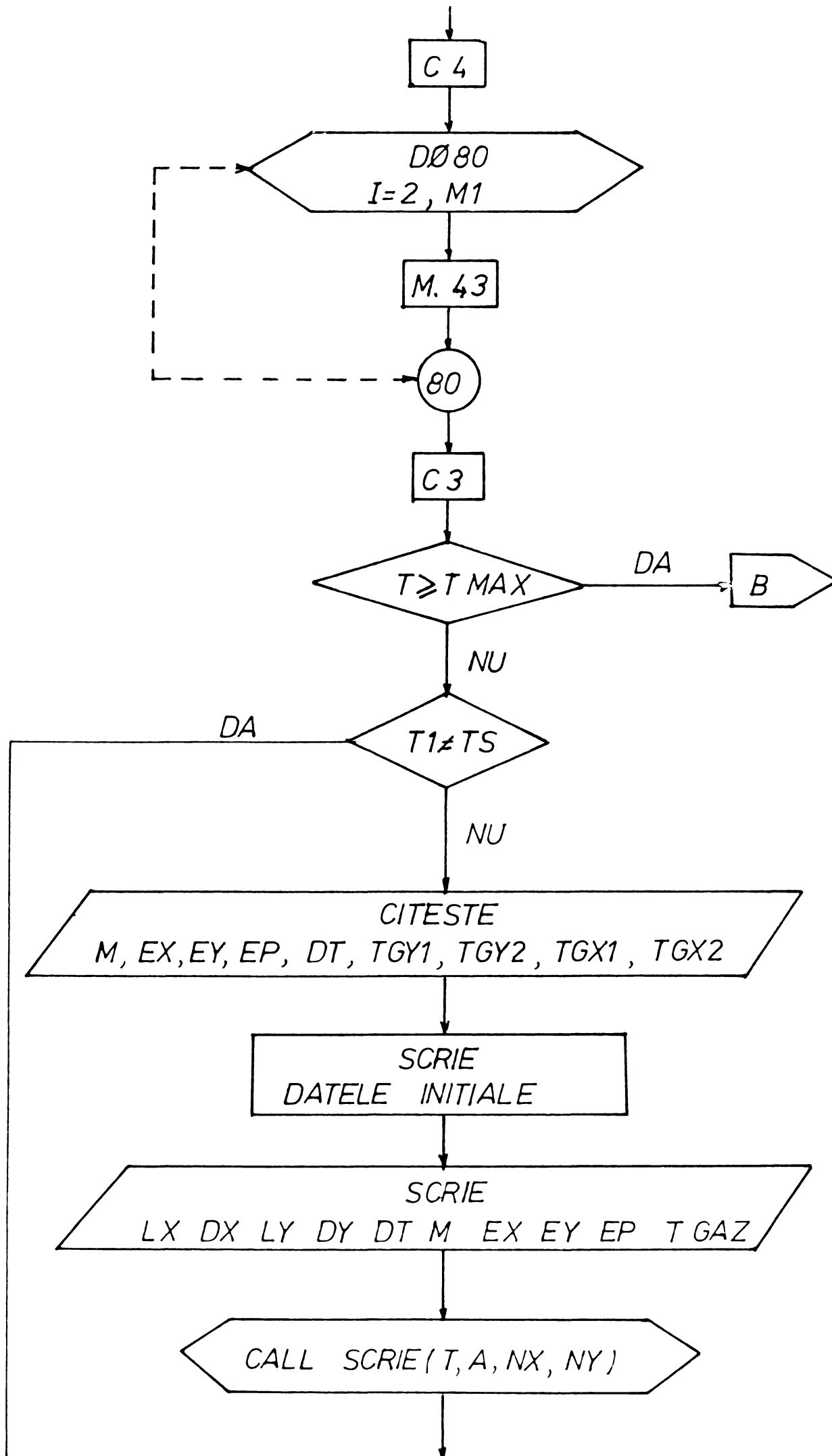
A N E X A

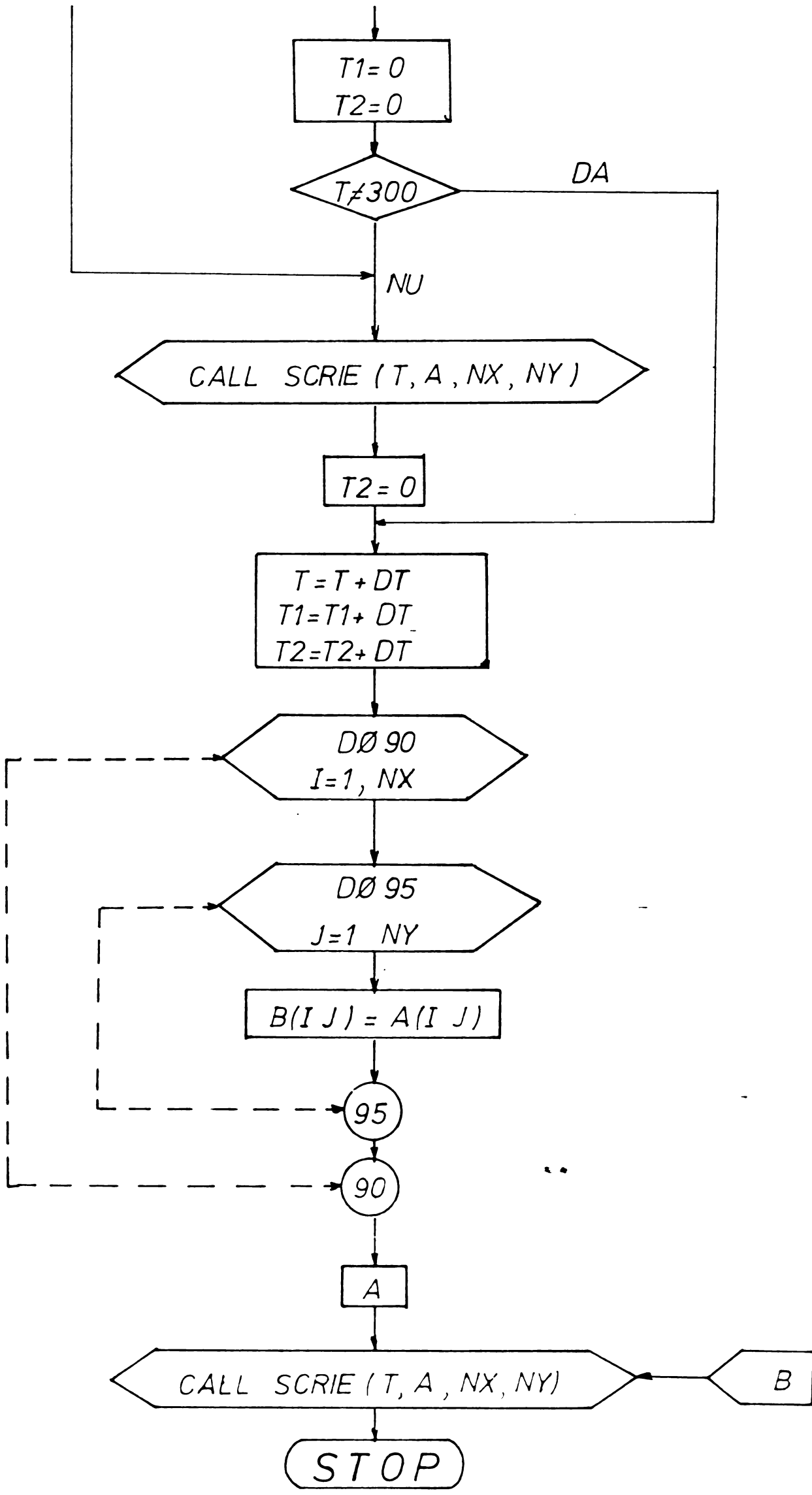
PROGRAMUL PRINCIPAL

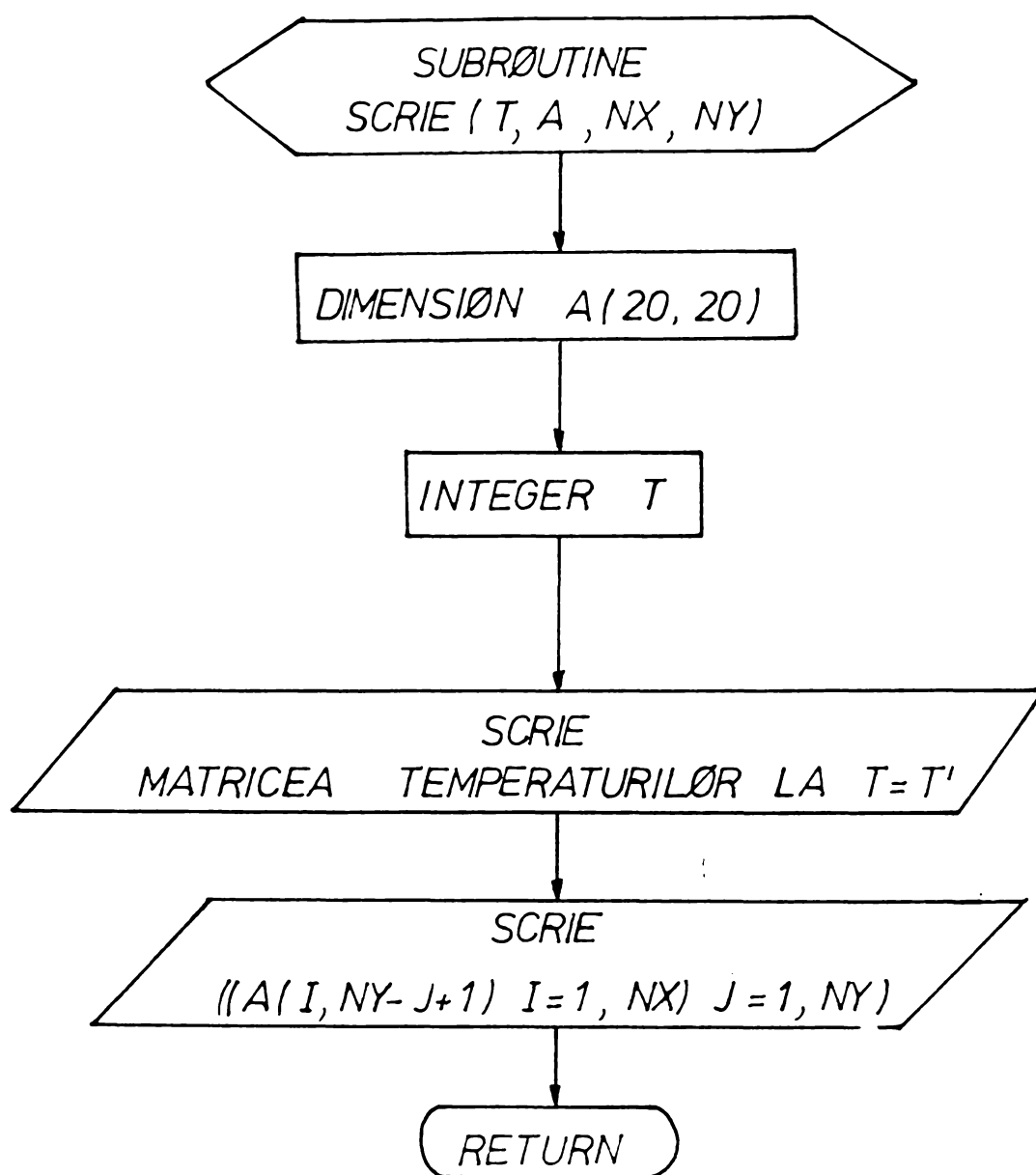
①











PAG100004/TEST

DATELE INITIALE

LX: 100 DX: 25 LY: 100 DY: 25 DZAU: 25
M: 4.64 NX: .146 NY: .079 NYF: -.165 TGAZ: 820.00

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 1200

455.773	437.482	430.697	433.261	444.173
434.912	421.049	415.391	418.516	430.199
424.325	411.452	406.532	410.166	422.546
421.971	409.370	404.610	408.689	421.005
427.012	414.753	410.393	414.254	425.323

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 1500

516.971	569.616	553.660	560.125	585.864
564.476	530.049	516.242	524.611	554.047
541.439	508.625	496.265	506.133	537.619
538.456	506.315	494.826	505.187	536.695
552.131	521.742	511.042	521.015	551.163

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 1800

684.703	642.047	627.470	630.986	649.429
637.998	611.062	599.328	604.517	625.743
617.342	592.794	582.944	564.616	612.566
613.075	589.203	580.313	567.632	610.935
622.472	599.901	591.094	566.826	621.052

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 2100

733.872	694.552	681.205	662.645	695.780
691.724	670.315	660.206	663.135	678.360
673.667	655.305	647.397	651.772	666.383
669.265	651.680	644.627	649.699	666.865
675.785	659.177	652.927	657.941	674.156

PAG100005/TEST

DATELE INITIALE

LX: 100 DX: 25 LY: 100 OY: 25 DTAU: 30
M: 5.33 NX: .212 NY: .114 NYP: -.239 TGAZ: 905.00

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 2300

770.300	733.084	721.033	720.944	730.151
731.575	714.271	705.378	706.641	717.417
715.559	701.801	695.350	698.027	709.924
711.202	698.274	692.953	696.358	708.600
715.555	703.433	698.654	702.096	713.824

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 2700

862.050	805.345	788.796	788.016	803.670
802.390	774.240	760.672	764.163	783.329
779.490	755.936	745.636	751.264	772.512
774.937	752.606	743.892	750.439	772.065
783.347	762.812	755.090	761.409	781.560

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 3000

895.918	842.625	825.029	824.108	834.558
840.449	817.953	805.900	806.965	819.979
819.165	801.937	793.491	796.674	811.479
813.627	797.551	790.772	795.008	810.287
818.869	804.121	798.216	802.436	816.754

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 3300

919.642	868.818	852.023	844.660	856.436
867.361	846.951	832.120	837.524	846.155
847.661	835.244	826.267	824.721	839.601
842.122	830.712	825.401	828.007	838.577
845.264	834.827	830.352	833.016	842.973

PAG:000006/TEST

DATELE INITIALE

LX: 100 DX: .25 LY: 100 DY: .25 DTAU: 30
M: 5.33 NX: .212 NY: .114 NYP: -.239 TGAZ: 905.00

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 3000

936.733	887.695	871.492	866.103	872.230
886.768	871.338	861.405	859.625	865.091
866.664	859.413	853.520	855.734	860.385
862.893	854.691	850.768	852.096	859.233
864.526	857.260	853.843	855.382	862.154

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 3720

942.169	893.700	877.697	873.971	877.257
892.971	876.461	868.816	866.661	871.120
875.291	867.114	861.566	861.386	866.946
869.517	862.602	858.841	859.781	865.823
870.673	864.417	861.339	862.521	868.276


```

120 T=T+DT
    T1=T1+DT
    T2=T2+DT
    DO 90 I=1,NX
    DO 95 J=1,NY
95  F(I,J)=A(I,J)
90  CONTINUE
    GO TO 35
100 CALL SCRIE(T,A,NX,NY)
    STOP
    END

```

TEST 09/11/81 17.22.26

```

SUBROUTINE SCRIE(T,A,NX,NY)
DIMENSION A(20,20)
INTEGER T
WRITE(108,10)T
10  FORMAT(//5X,'MATRICEA TEMPERATURILOR LA T=',17/5X,40(1M*))
25  WRITE(108,25)((A(I,NY-J+1),I=1,NX),J=1,NY)
25  FORMAT(10F10.3)
RETURN
END

```

PAG00003/TEST

DATELE INITIALE

LX: 100 DX: 25 LY: 100 DY: 25 CTAU: 15
M: 5.45 NX: .383 NY: .045 NYP: .094 TGAZ: 810.00
LX: 810 DX: 810 LY: 810 DY:

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 0

18.000	18.000	18.000	18.000	18.000
18.000	18.000	18.000	18.000	18.000
18.000	18.000	18.000	18.000	18.000
18.000	18.000	18.000	18.000	18.000
18.000	18.000	18.000	18.000	18.000

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 300

294.887	259.832	248.470	250.352	289.814
252.887	218.831	202.844	214.314	249.830
224.791	192.875	174.327	191.900	228.890
227.296	190.300	177.862	189.499	226.882
243.793	207.804	193.869	207.892	243.814

PAG:00004/TEST

DATELE INITIALE

LX: 100 DX: 25 LY: 100 DY: 25 DTAU: 15
M: 8.77 NX: .169 NY: .069 NYP: .166 TGAZ: 982.00
LX: 982 DX: 982 LY: 982 DY:

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 600

427.109	395.104	381.532	389.775	413.566
387.545	355.456	347.556	355.897	382.878
307.672	339.035	328.792	337.783	355.735
364.279	335.832	325.957	335.224	363.391
375.377	345.805	339.286	346.303	375.770

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 900

600.474	597.022	573.398	585.343	630.267
569.132	531.575	510.047	525.558	576.452
553.062	497.054	475.737	494.401	548.968
549.758	490.515	475.137	493.300	548.172
573.775	521.800	503.746	521.077	572.817

PAG:00005/TEST

DATELE INITIALE

LX: 100 DX: 25 LY: 100 DY: 25 DTAU: 30
M: 7.10 NX: .299 NY: .162 NYP: .339 TGAZ: 1047.00
LX: 1047 DX: 1047 LY: 1047 DY:

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 1200

771.501	710.022	669.342	696.807	728.145
705.115	659.787	641.926	652.014	688.518
672.322	630.935	615.066	627.200	666.002
666.470	628.324	611.581	624.500	664.580
683.551	645.305	631.600	644.126	682.007

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 1500

966.549	867.644	818.934	820.267	867.354
839.429	775.305	743.777	763.504	816.052
798.545	735.425	713.330	731.846	791.365
744.614	734.732	713.129	732.625	792.157
814.557	765.703	740.060	764.444	818.004

PAG:00000/TEST

DATELE INITIALE

LX: 100 DA: 25 LY: 100 OY: 25 DTAU: 30
M: 7.10 NX: .249 NY: .162 NYF: .359 TG42:1047.00
LX:1047 DX:1047 LY:1047 OY:

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 1800

1007.046	915.625	888.149	892.509	920.973
910.418	881.141	838.451	847.190	884.440
873.694	824.481	809.650	822.139	864.561
867.290	823.565	806.953	820.766	863.720
864.015	844.671	830.374	845.146	881.926

MATRICEA TEMPERATURILOR LA T= 2100

1048.690	964.637	938.045	938.889	958.385
960.450	921.562	902.137	905.537	932.337
927.467	894.895	879.860	887.733	917.533
920.304	884.016	876.508	885.512	916.272
931.444	903.447	892.890	901.433	929.027

I N D E X

cuprinzînd lista principalelor simboluri conținute în Capitolul I

- G_0 - coeficientul radiației specifice a mediului gazos mobil $[\frac{W}{m^2 K^4}]$
- W - viteza de circulație a mediului gazos $[m/s]$, $\alpha = \frac{1}{W} [\frac{S}{m}]$;
- θ - temperatura relativă a mediului gazos ($\theta = \frac{T}{T_a}$) ;
- Q_5 - căldura pierdută de zidărie la mediul ambiant $[J]$;
- B - consumul de combustibil gazos $[m^3 N_c / s]$;
- V_g - volumul total al gazelor de ardere $[m^3 N / m^3 N_c]$;
- q_x - densitatea fluxului termic raportată la unitatea de lungime a camerei de lucru $[W/m^2 \cdot m]$;
- $E_{r,z}$ - densitatea fluxului termic reflectat de zidăria laterală a camerei de lucru $[W/m^2]$;
- T_a - temperatura teoretică de ardere $[K]$;
- θ_1 - temperatura relativă finală a gazelor de ardere ;
- θ - temperatura relativă a zidăriei ;
- z - distanța relativă măsurată de la zona de intrare a gazelor în camera de lucru, spre zona de ieșire ($z = 0 \dots 1$) ;
- T_y - temperatura gazelor de ardere determinată prin rezolvarea seriilor convergente conform $[46]$, $[K]$;
- $Q_{r,l}$ - căldura degajată pe întreaga lungime a camerei de lucru $[J]$;
- Q_x - căldura degajată pe unitatea de lungime a camerei de lucru $[J]$;
- q_0 - densitatea fluxului termic spre zidărie $[W/m^2]$;
- x_i - lungimea unei zone a camerei de lucru $[m]$;
- $E_{r,i}$ - densitatea fluxului termic rezultat al zonei "i" $[W/m^2]$;
- H_{p-v} - suprafața de contact între zona volumetrică și cea de suprafață $[m^2]$;
- H_{v-v} - suprafața de contact între zonele volumetrice vecine $[m^2]$
- r - numărul zonelor q prin limitele cărora mediul intră în zona p ;
- ψ - coeficient al schimbului termic între zonele volumetrice de suprafață ;
- T_i, T_j - temperatura zonelor de suprafață (i, j) $[K]$;
- T_p, T_q - temperatura volumului zonelor (p, q) $[K]$;
- E_0 - densitatea fluxului termic radiant emis pe unitatea de suprafață a unei zone volumetrice $[W/m^2]$;

- a_k, r_k - coeficienți adimensionali, depinzînd de regimul de ardere din camera de lucru ;
- T_y - temperatura de evacuare a gazelor de ardere din camera de lucru [K] ;
- T_{ef} - temperatura efectivă a gazelor de ardere în camera de lucru [K] .