

Dimensionarea focarelor cu pereți de înaltă temperatură – calculul discretizat

Nicolae ANTONESCU

UTCB – Facultatea de Inginerie a Instalațiilor

Email : nicuant@yahoo.com

Paul-Dan STANESCU

UTCB – Facultatea de Inginerie a Instalațiilor

Abstract

The paper presents a development of previously published computational models for the case of high temperature furnaces, usually used for air heating in industrial or heating applications. The main advantages of the upgraded model are discussed, along with the favorable implications for the engineering design activity. Also, a general “working diagram” is presented for the computational model.

Key words : furnace, radiation, high temperature, air heating, computational model

Rezumat

Lucrarea prezintă o dezvoltare a unor modele și programe de calcul ale autorilor, folosite la dimensionarea focarelor cu pereți de înaltă temperatură, uzual folosite la prepararea aerului fierbinte în domeniul industrial sau pentru încălzire. Sunt discutate principalele avantaje aduse de modelul de calcul cu intervale discrete comparativ cu modelul global și implicațiile benefice ale acestui tip de modelare pentru activitatea de proiectare inginerescă.

Cuvinte cheie : focar, radiație, temperatură perete, aer cald, model de calcul, peleți

1. Introducere

Intr-o serie de lucrări anterioare ([1] , [2]) am prezentat problemele de calcul induse de unele aplicații industriale ce folosesc generatoare de aer cald de temperatură înaltă (ce poate ajunge la 400 – 500 °C), cu focare de tip țeavă cu perete exterior în soluție de extindere de suprafață.

Datorită caracterului preponderent industrial al acestor aplicații, a fost semnalată oportunitatea utilizării unor combustibili alternativi, de tip peleți din rumeguș. Date fiind disponibilitățile de spațiu și lipsa unor constrângeri de tip estetic, înlocuirea arzătoarelor de combustibil gazos cu unele utilizând combustibili biogenici, în particular peleți, prezintă o serie de avantaje. Pe lângă aspectul ecologic de reducere a ampretei de CO₂ , se generează și importante economii materiale datorită scăderii costurilor legate de combustibil, în paralel cu mărirea gradului de independență energetică a consumatorului.

S-a ales pentru aplicația modelată utilizarea unui arzător de peleți cu aer insuflat, montat pe frontul schimbătorului de căldură (în locul arzătorului de combustibil gazos), flacăra dezvoltându-se chiar în volumul schimbătorului.

Temperatura peretelui focar, datorită solicitării de temperatură înaltă (specifică pentru gazele de ardere în focar) și datorită răcirii cu aer (coeficienți convectivi cu 2 – 3 ordine de mărime mai mici decât în cazul răcirii cu lichide sau emulsii), are valori semnificativ mai mari decât în cazul pereților focarelor din aplicațiile de cazane cu agent secundar apă sau emulsie. De altfel, ca la orice schimbător de căldură de tip preîncălzitor de aer, se pune problema determinării temperaturii peretelui, în vederea stabilirii nivelului de refractaritate necesar pentru oțelul utilizat.

Problema care derivă din situația de temperatură înaltă a peretelui este că metodică uzuală de dimensionare sau verificare a focarelor, bazată pe ecuația criterială a invarianților Boltzmann și θ_f , nu ține cont tocmai de această temperatură. Este ușor de urmărit că singurele temperaturi care apar în invarianții amintiți sunt cea teoretică de ardere și cea de ieșire a gazelor de ardere din focar. De asemenea, nici în ceilalți parametri fizico – chimici cuprinși în forma determinată empiric a ecuației criteriale pentru focare, nu apare temperatura de perete ca parametru de calcul. Explicația este evidentă, deoarece însăși utilizarea criteriul Boltzmann în calculul focarelor are la bază neglijarea temperaturii peretelui în raport cu temperatura teoretică de ardere (situație care nu mai este evidentă în cazul aplicației studiate).

Este necesară deci, aplicarea unei metodici de calcul care să țină cont de parametrul temperatură de perete, fiind utilizată în modelările și programele de calcul dezvoltate metoda de estimare a transferului de căldură de la gazele de ardere la perete prin definirea unui coeficient de convecție care cuprinde echivalarea în termeni de convecție a radiației gazelor și suprapunerea cu fenomenul de convecție la perete generat de curgerea gazelor de ardere în focar [3], [4], [5]. Metoda este clasică pentru calculul convectivelor în situația temperaturilor ridicate ale gazelor (peste 400 °C) și deci este amplu verificată în practică. Modelul de calcul a fost însă modificat, prin corectarea coeficientului de absorbție cu componenta de emisivitate a flăcării. S-a realizat astfel o combinație între modelul de calcul radiativ al focarului și modelul de calcul radiativ-convectiv al convectivelor de temperatură înaltă, preluându-se metodică de calcul a coeficientului de absorbție al amestecului gaze de ardere – flacăra de la calculul focarelor clasice și metodică de echivalare a radiației în termeni de convecție de la calculul convectivelor.

Astfel, modelul rezultat a avut capacitatea de a ține cont de toți factorii definitorii și de particularitățile pentru situația dată:

- transfer de căldură radiativ cu componentă luminoasă a flăcării;
- transfer de căldură convectiv datorită vitezelor de curgere a gazelor de ardere în focar;
- temperatură a peretelui focar ce poate atinge valori de 400 – 500 °C și chiar mai mult.

Ca algoritm, modelul fizico-matematic al focarului încălzitor de aer cu suprafață extinsă pe partea aerului a fost conceput și transpus în program de calcul automat ca și calcul de

verificare, pornindu-se de la o soluție constructivă dată și determinându-se parametrii funcționali pentru o anumită situație de lucru.

Parametrii constructivi aleși au fost:

- diametru focar = 700 mm; lungime focar = 2000 mm;
- înălțime aripioară circulară = 200 mm, cu grosime de tablă = 4 mm și pas între aripioare de 24 mm (20 mm canal liber între aripioare).

Parametrii funcționali pentru cazul studiat au fost:

- sarcină termică la arzător cuprinsă între 70 și 130 kW;
- debit de aer 500 m³_N/h, ceea ce generează o viteză de circulație a aerului de circa 15 - 20 m/s (caracteristică aplicațiilor industriale);

În figura 1 se prezintă o serie de vederi ale utilajului și se precizează mărimile principale ale geometriei suprafeței de schimb de căldură. În aceeași figură se pot urmări și traseele celor 2 agenți termici.

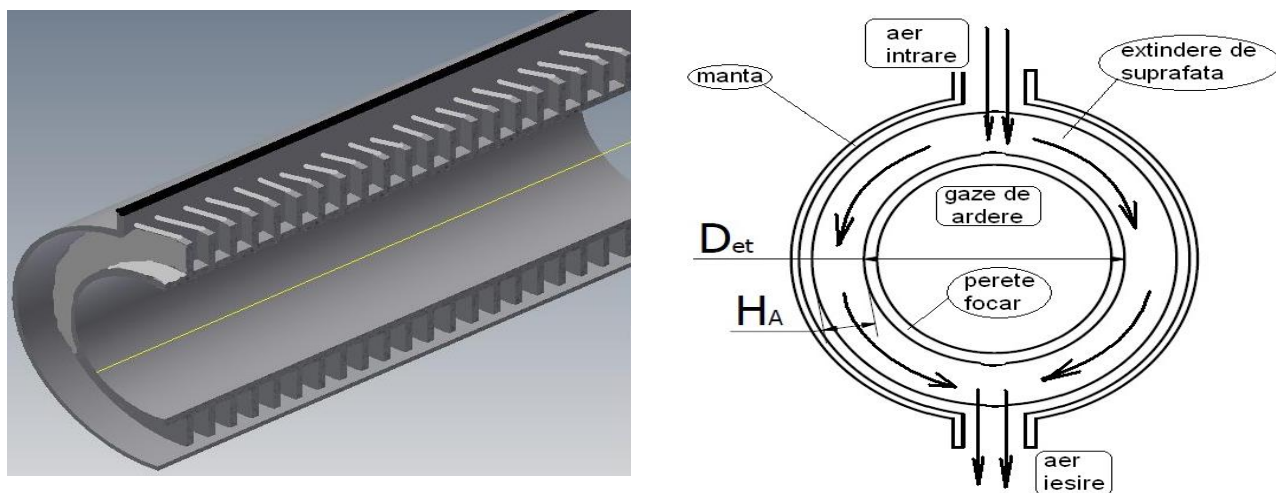
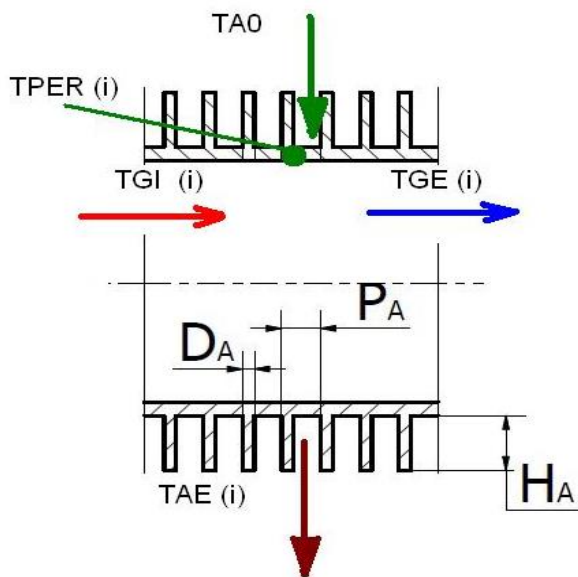


Figura 1. vederi ale utilajului și traseele agenților termici

2. Modelul de calcul

Analizând rezultatele referitoare la temperaturile de perete și cele ale aerului încălzit în cazul modelării globale a focarului, reiese că în această variantă nu se pot oferi informații legate de variația temperaturii peretelui. În consecință, neputându-se prezice nici valoarea maximă și nici intervalul de variație al temperaturii, nu se poate realiza o proiectare optimizată din punctul de vedere al alegerii materialului de perete focar. Deoarece acest deziderat este obligatoriu pentru buna proiectare și funcționare a unui astfel de utilaj industrial, a rezultat necesitatea rafinării modelului de calcul prin trecerea de la o abordare globală la una de tip diferențe finite, păstrând însă modelele fizice, seturile de ecuații și algoritmul de calcul, elemente care și-au dovedit deja corectitudinea și coerența în programele de modelare anterioare.

Pentru identificarea mărimilor de modelare, în figura 2 se prezintă schema funcțională și parametrică a unui element individual de discretizare (de calcul). După cum se poate observa, temperaturile de ieșire pentru cei doi agenți și temperatura peretelui focar (la bază) sunt principalii parametri calculați. Desigur, în paralel, toate mărimile de fenomen (coeficienți convectivi, coeficienți de radiație, viteze de circulație, caracteristici fizico-chimice ale agenților, randamentul extinderii de suprafață etc.) sunt determinate individual pentru fiecare interval de discretizare.



TA0 – temperatura aerului atmosferic

TAE(i) – temperatura aerului la ieșirea din elementul de discretizare „i”

TGI(i) – temperatura de intrare a gazelor de ardere în elementul de discretizare „i”

TGE(i) – temperatura de ieșire a gazelor de ardere din elementul de discretizare „i”

TPER(i) - temperatura la bază a peretelui elementului de discretizare „i”

Figura 2. elementul de discretizare

Prin schema de calcul discretizat s-a urmărit pe de o parte identificarea variațiilor de temperatură pentru peretele focar și pe de altă parte variația temperaturii gazelor de ardere.

Temperatura peretelui focar este importantă în primul rând deoarece definește calitatea de refractaritate a materialului (oțelului) din care se va realiza acesta, putându-se opta, în situația depășirii pragului de 450 °C, pentru realizarea integrală sau doar a zonei de temperatură înaltă din material refractar. De asemenea, în situația depășirii unor praguri limită (de cca. 950 °C) se poate lua chiar decizia de schimbare a materialului din metal în ceramic sau se poate lua decizia izolării refractare la interior a focarului în vederea scăderii temperaturii peretelui metalic sub pragul critic. În același spirit al optimizării constructive, cunoscându-se temperatura peretelui și implicit factorii de transfer de căldură pe partea aerului (coeficient de transfer de căldură convectiv, randament al extinderii de suprafață și geometrie a suprafeței de schimb de căldură), se pot optimiza forma și dimensiunile extinderii de suprafață, știut fiind că aceasta reprezintă principala dificultate tehnologică și este un factor cheie în definirea costurilor de investiție pentru acest tip de schimbător de căldură.

Temperatura gazelor de ardere, împreună cu parametrii de transfer de căldură derivați (încărcare termică a suprafeței, coeficient echivalent de tip convectiv de transfer de căldură etc.) definesc, în cazul generatoarelor de aer cald cu sistem convectiv (cuplat după focar), lungimea

optimă de realizare focarului. Astfel, cunoscând costurile și încărcările termice ale fasciculelor convective și comparându-le cu cele ale focarului calculat, se poate lua decizia de optimizare. In figura 3 este oferită „schema operațională” a programului de calcul, adică o variantă simplificată a schemei logice a programului, dar care conține principalele etape și bucle de calcul, precum și mărimile definitorii ale acestora.

SCHEMA OPERATIONALA A PROGRAMULUI DE CALCUL

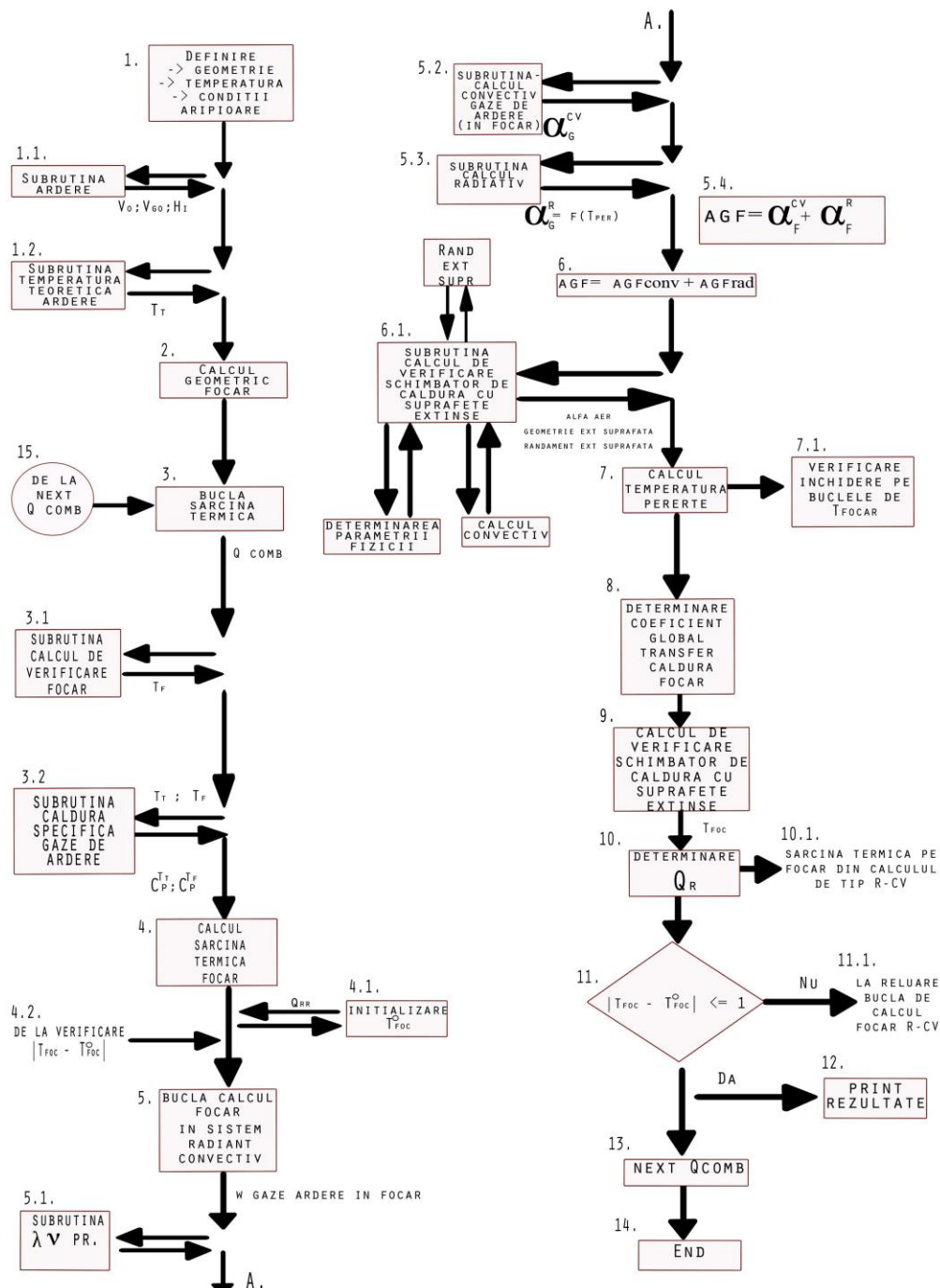


Figura 3. schema operațională a programului de calcul

După cum se poate observa, schema operațională prezentată nu se referă la calculul pe elemente discrete ci la calculul global al focarului, dar a fost aleasă spre prezentare deoarece conține într-o formă clară și concisă toate elementele de modelare și de calcul ale programului în varianta discretizată, fără însă a mai prezenta și algoritmul complex de discretizare, inițializare și comutare între elemente, specific programului de calcul cu elemente finite.

3. Rezultate și Concluzii

Programul de calcul a fost rulat, pentru situația geometriei de focar și funcțională prezentată anterior, definindu-se succesiv 1, 2, 4, 8 sau 10 intervale de discretizare.

Prin aceasta s-au urmărit două tipuri de informații:

- informații referitoare la modificarea parametrilor globali (spre exemplu sarcină termică transferată pe focar) la implementare calculului discretizat și limita de influență a discretizării (pragul de la care mărirea numărului de intervale nu mai aduce o creștere sesizabilă sau rezonabilă de precizie a calculului).
- informații referitoare la variația unor parametrii definitorii pentru proiectarea și optimizarea schimbătorului, parametrii calculați anterior la nivel global, ca valoare medie pe întreg schimbătorul.

În figura 4 se prezintă distribuția punctelor de sarcină termică pe focar (valoare cumulată, de la arzător până la cota de focar dată) în variantele de discretizare amintite.

Analizând rezultatele se pot trage următoarele concluzii:

- la nivel global al sarcinii transferate de focar, discretizarea nu aduce o creștere a preciziei de calcul, variația parametrului calculat fiind nesemnificativă inginereste;
- din punct de vedere al optimizării focarului, se poate calcula cu ușurință încărcarea termică specifică [kW/m^2] și se poate determina, în funcție de specificul fiecărei aplicații în parte, pragul recomandat de eliminare a gazelor de ardere spre sistemele convective sau alte sisteme de utilizare a căldurii; în acest sens, datorită caracterului puternic neliniar al variației sarcinii termice specifice cu lungimea focarului, se apreciază ca optim un nivel de discretizare cuprins între 8 și 10 elemente, fără a fi justificată o discretizare mai avansată;
- corelând variația temperaturii gazelor de ardere în lungul focarului (evident, similară ca alură cu cea a sarcinii termice, motiv pentru care nu se prezintă grafic) cu secțiunea de trecere determinată ca optimă pentru treptele termice aval, se determină temperatura gazelor de ardere la intrare pentru modelele și programele de calcul subsecvente calculului de focar.

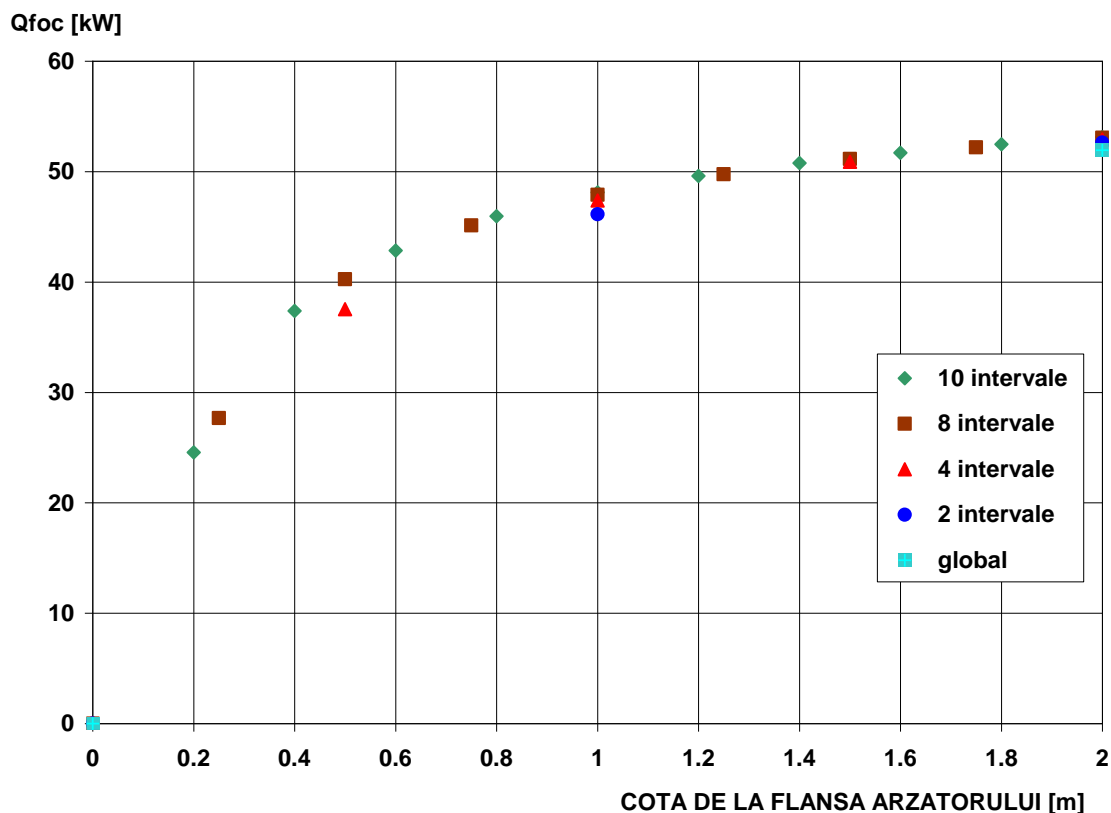


Figura 4. variația sarcinii termice cu lungimea focarului în diverse situații de discretizare

În figura 5 se prezintă variația temperaturii peretelui focar, de asemenea corelat cu cota de lungime a focarului.

Analizând rezultatele se pot trage următoarele concluzii:

- estimarea globală a temperaturii peretelui nu este suficientă pentru a trage concluzii referitoare la cerințele de material, variația valorilor individuale maxime față de valoarea medie fiind de peste 500 °C;
- analizând modificarea distribuției de temperatură cu numărul de intervale de discretizare, se poate trage concluzia că și în această situație, 8 – 10 intervale de discretizare reprezintă soluția optimă de modelare;
- pentru geometria de focar considerată, mărirea numărului de intervale peste 8 (maxim 10) duce la apariția unor anomalii datorită limitelor de model în ceea ce privește estimarea coeficientului echivalent convectiv al radiației, în speță apar anomalii date de aprecierea lungimii de radiație (considerată ca fiind egală cu cea a focarului în ansamblu) și anomalii date de aplicarea relațiilor criteriale de focar la temperaturi apropiate de cea teoretică de ardere.

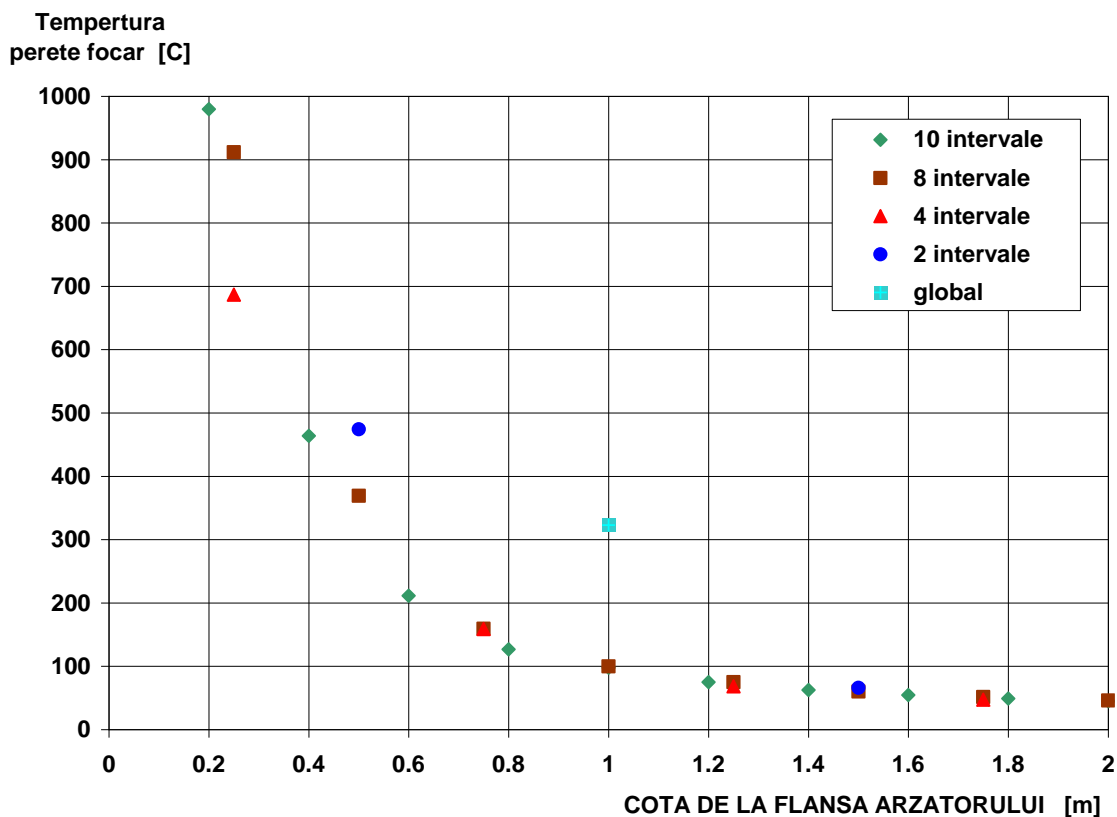


Figura 5. variația temperaturii peretelui cu lungimea focarului

În figura 6 se prezintă un exemplu de analiză parametrică a transferului de căldură în focar, fiind prezentate valorile coeficienților de absorbție pentru gazele de ardere și flacără, în corelație cu evoluția temperaturii peretelui focar și a temperaturii gazelor de ardere.

Ca o limitare a modelului, se poate discuta lipsa unui cuplaj termic între secțiunile de discretizare la nivelul peretelui focarului, la ora actuală programul considerând frontieră adiabată între acestea. În urma analizei valorilor de temperatură ale peretelui focarului și corelând aceste variații de temperatură cu condițiile de transfer de căldură prin conducție (lungime a segmentului de discretizare, conductivitate termică a materialului peretelui focarului, secțiunea de material a peretelui focar) se estimează existența unor fluxuri conductive de până la 20 % din valoarea fluxurilor prin suprafața de transfer a respectivului element de discretizare (flux de căldură util pe element). În aceste condiții, pentru o completă și corectă caracterizare funcțională a aparatului, se are în vedere completarea modelului și a programului de calcul cu aceste cuplaje termice, așteptându-se o modificare a curbei de variație a temperaturii peretelui față de actuala variantă de modelare, dar menținerea valorilor globale (cele care nu au variat sesizabil inginerște la implementarea modelului de discretizare, spre exemplu, sarcina termică totală transferată de focar).

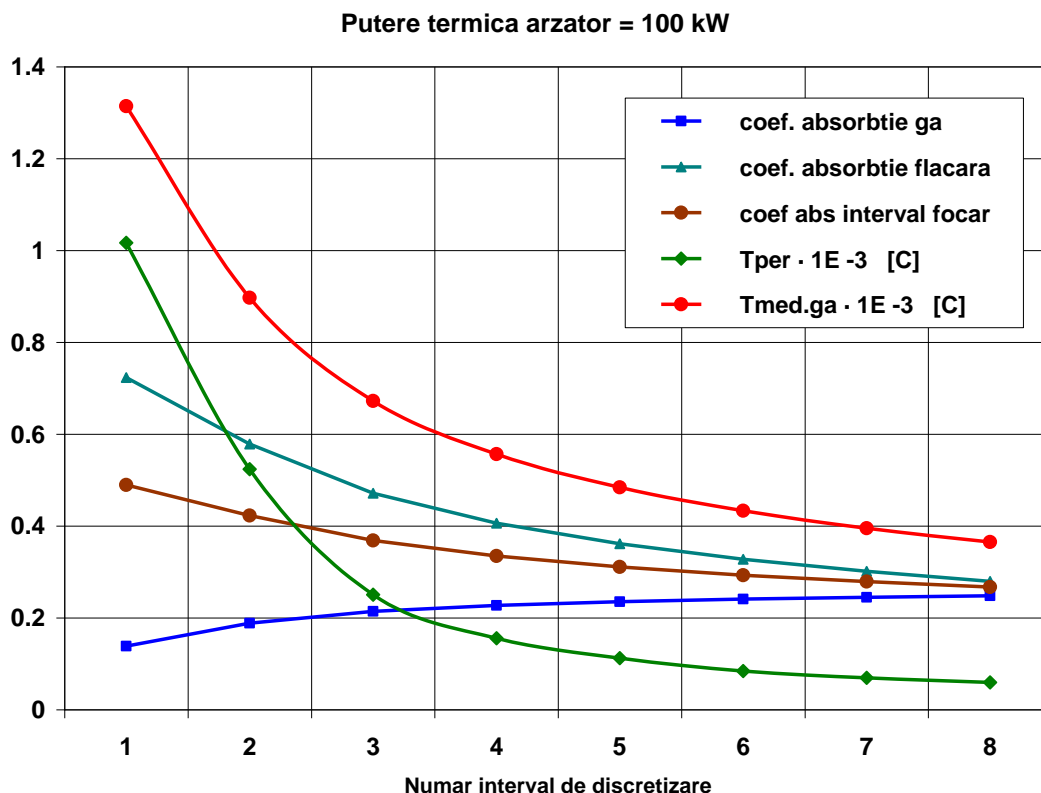


Figura 6. variația parametrilor de radiație și a temperaturilor caracteristice

În concluzie, modelarea transferului de căldură cu discretizarea lungimii focarului în intervale de calcul nu este o necesitate pentru determinarea sarcinii totale utile, dar reprezintă o cerință obligatorie pentru proiectarea și optimizarea acestui tip de aparate termice.

4. References

- [1] ANTONESCU N.N., STANESCU P.D. - Calculul focarelor tip tub de flacăra cu pereți de înaltă temperatură – Editura MATRIXROM – RRIC 2012.
- [2] ANTONESCU N.N., STANESCU P.D. - Posibilitatea trecerii unor consumatori energetici industriali de la combustibil gazos la combustibil biogenic – aplicație la generatoarele de aer cald – RRIC 2015
- [3] ANTONESCU N.N. - Instalații de ardere și cazane cu eficiență energetică ridicată și poluare redusă – Complemente de curs - Editura MATRIX ROM – Bucuresti 2011-ISBN 978-973-755-699-8– 269 pag.
- [4] STANESCU P.D. , ANTONESCU N.N. – Aparate Termice - Curs - Editura MATRIX ROM – Bucuresti 2013-ISBN 978-973-755-878-7 – 432 pag.
- [5] ANTONESCU N.N. - Studiu comparativ privind procesele și parametrii funcționali ai focarelor de cazane mici - comunicare și publicat în volumul Conferința XXX de Instalații - Sinaia oct.1996;