

**ARZĂTOR RECUPERATIV
PERFORMANT PENTRU CUPTOARE
DE ÎNCĂLZIRE**

**ADVANCED RECUPERATIVE BURNER
FOR HEATING FURNACES**

Gh. SURUGIU¹, L. PĂUNESCU², A. GABA³

¹Inspecția de Stat pentru Cazane, Recipiente sub Presiune și Instalații de Ridicat, București

²Cermax 2000 Patents SRL București

³Universitatea Valahia Târgoviște

Person contact: lucian.paunescu.cermax@gmail.com

REZUMAT / ABSTRACT

Lucrarea prezintă o realizare tehnică inovativă a colectivului de autori în domeniul arzătoarelor recuperative destinate cuptoarelor de încălzire. Utilizând principiul funcțional de bază al arzătoarelor recuperative tip Hotwork, constând în recuperarea căldurii gazelor arse aspirate prin corpul arzătorului pentru preîncălzirea propriului aer de combustie, arzătorul recuperativ perfecționat adaugă un procedeu inovativ de creștere a temperaturii de ardere prin recircularea unei părți din gazele arse intrate în arzător. Eficiența economică constă în obținerea unei economii de combustibil de 26%, în condițiile în care emisiile de noxe (CO, NO_x) sunt reduse sub limitele maxime admise de normele legale.

The paper presents an innovative technical achievement of the team of authors in the area of recuperative burners for heating furnaces. Using the basic functional principle of Hotwork type recuperative burners, consisting in the heat recovery of waste gases aspired through the burner body to preheat the own combustion air, the advanced recuperative burner adds an innovative method of increasing the combustion temperature through the recirculation of a part of waste gases entered in burner. The economic efficiency consists in obtaining of a fuel economy of 26%, in the conditions in which the emissions of pollutants (CO, NO_x) are reduced under the maximum limits allowed by the legal norms.

Key words: recuperative burner, preheated air, heat recovery, waste gas, recirculation

1. INTRODUCERE

Arzătoarele de tip recuperativ existente pe plan mondial sunt foarte eficiente datorită faptului că recuperatorul de căldură, care preîncălzește aerul de combustie utilizând căldura gazelor arse, este înglobat în corpul arzătorului. Această inovație tehnică permite obținerea unor economii semnificative de combustibil, datorate aportului termic al aerului preîncălzit la temperaturi înalte în recuperatorul arzătorului. Metoda de recuperare a căldurii gazelor în corpul arzătorului aparține firmei britanice Hotwork Development Ltd. [1] încă din deceniul al optulea al secolului trecut, preluată ulterior de Talec Combustion Company [2], arzătoare de acest tip fiind implementate pe scară largă în economiile avansate din lume.

1. INTRODUCTION

The burners of recuperative type existing on world-wide are very effective because the heat recuperator, which preheats the combustion air using the waste gases heat, is incorporated in the burner body. This technical innovation allows the obtaining of significant economies of fuels, due to the thermal contribution of air preheated at high temperatures into the burner recuperator. The recovery method of waste gases heat in the burner body is owned by the British company Hotwork Development Ltd. [1] since the eighth decade of the last century, later taken over by Talec Combustion Company [2], this type of burners being implemented on a large scale in advanced economies of the world.

Cercetarea de specialitate românească a avut și are preocupări în acest domeniu, colectivul de autori ai lucrării brevetând [3] și realizând arzătoare recuperative performante pentru cuptoare de încălzire din România.

2. CARACTERISTICILE INOVATIVE ALE ARZĂTORULUI RECUPERATIV PENTRU CUPTOARE DE ÎNCĂLZIRE REALIZAT ÎN ROMÂNIA

Arzătorul are la bază principiul funcțional al arzătorului recuperativ Hotwork. Astfel, gazele arse sunt captate din incinta de lucru prin tiraj forțat și obligate să circule prin corpul arzătorului pe trasee cilindrice inelare, având pereți metalici comuni cu ai traseului aerului de combustie. Circulația celor două fluide este astfel stabilită încât suprafața de schimb de căldură dintre gazele arse fierbinți și aerul rece să fie maximă. În același scop, sunt prevăzute numeroase nervuri metalice sudate pe suprafețele exterioare ale virolelor care delimitează traseul aerului de combustie.

Originalitatea proiectului românesc constă în asigurarea unei recirculări parțiale a gazelor arse fierbinți captate din cuptor, acestea fiind aspirate în flacăra prin intermediul unor canale situate la baza camerei de ardere ceramice.

Datorită vitezei mari a jetului flăcării dezvoltate în canalul central al camerei de ardere, gazele arse care circulă prin canale periferice, în contracurent față de flacăra, sunt aspirate datorită depresiei locale create de diferența de viteză între jetul flăcării și gazele arse.

Principiul constructiv și funcțional al arzătorului recuperativ este prezentat în **Figura 1**.

The Romanian specialty research had and currently has concerns in this area, the team of the paper authors patenting [3] and making advanced recuperative burners for heating furnaces in Romania.

2. INNOVATIVE CHARACTERISTICS OF THE RECUPERATIVE BURNER FOR HEATING FURNACES MADE IN ROMANIA

The burner is based on the functional principle of the Hotwork recuperative burner. Thus, waste gases are captured from the working inside by forced draught and forced to flow through the burner body on annular cylindrical routes, having common metal walls with those of the combustion air route. The circulation of the two fluids is so establish that the heat exchange surface between the hot waste gases and the cold air to be maximum. For this purpose, there are provided numerous metal ribs welded on the outer surfaces of pipes which delimit the combustion air route.

The Romanian design originality is to ensure a partial recirculation of the hot waste gases captured from the furnace, these being aspirated in the flame through channels located at the base of the ceramic combustion chamber.

Due to the high speed of the flame jet developed in the central channel of the combustion chamber, waste gases which circulate through peripheral channels, in counter current to flame, are aspirated due to the local vacuum created by the speed difference between the flame jet and waste gases.

*The constructive and functional principle of the recuperative burner is presented in **Figure 1**.*

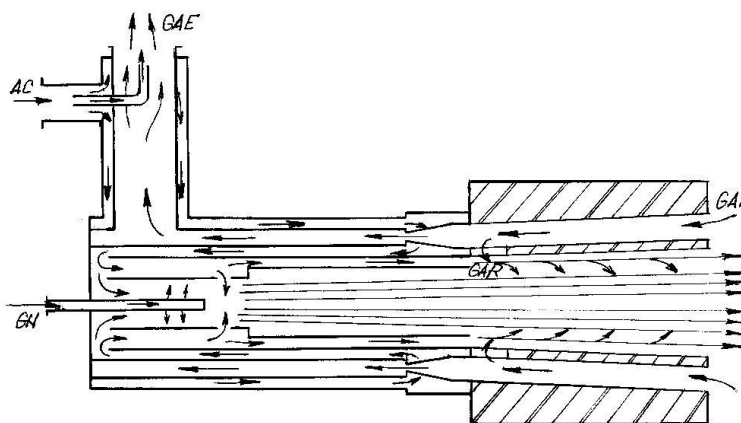


Fig. 1. Principiul constructiv și funcțional al arzătorului recuperativ

The constructive and functional principle of the recuperative burner

GN – gaz natural / natural gas; AC – aer de combustie / combustion air;

GAE – gaze arse evacuate / exhausted waste gas; GAI – gaze arse intrate / entered waste gas;

GAR – gaze arse recirculate / recirculated waste gas

După cum rezultă din schema funcțională, aerul de combustie este preîncălzit prin radiația pereților metalici, prin spatele cărora circulă gaze arse fierbinți. Există o primă etapă de transfer de căldură între gaze și aer chiar în racordul de evacuare a gazelor arse din arzător, prin al cărui perete dublu se efectuează intrarea aerului în corpul arzătorului. Cea de-a doua etapă de preîncălzire a aerului se produce pe traseele periferice ale recuperatorului înglobat în arzător. Spațiul cilindric inelar prin care sunt vehiculate gazele arse aspirate din incinta de lucru, este, prin proiectare, cuprins între spațiul cilindric inelar periferic prin care aerul se deplasează în contracurent față de gaze și un spațiu cilindric inelar prin care aerul circulă în echicurent față de gaze. Aerul, astfel încălzit, este distribuit în zona de ardere, unde o parte din aer (aerul primar) vine în contact cu jeturi de combustibil (gaz natural), care ies din conducta de admisie a acestuia prin mai multe orificii radiale, producând aprinderea. O altă cantitate de aer (aerul secundar) este introdusă în flacără prin orificii radiale dinspre exterior. O a treia parte din cantitatea de aer de combustie (aerul terțiar) parcurge un traseu cilindric inelar învecinat cu spațiul din interiorul arzătorului în care se dezvoltă flacăra. Înainte de a ieși din corpul metalic al arzătorului în camera de ardere ceramică, aerul terțiar se încălzește suplimentar, preluând din căldura degajată de flacără în spațiul interior.

Temperatura flăcării este crescută prin aspirația prin recirculare a 15-20% din volumul gazelor arse fierbinți la baza camerei de ardere ceramice, unde sunt prevăzute canale de legătură între canalele de aspirație a gazelor și canalul central, prin care se dezvoltă flacăra.

Aerul de combustie circulă pe traseele din interiorul arzătorului cu viteză mare, de circa 3,5 m/s, favorabilă cedării căldurii preponderant prin radiație către pereții metalici.

Camera de ardere ceramică este astfel dimensionată, încât viteza gazelor arse la ieșirea din cameră să fie foarte mare, de 60-80 m/s.

3. DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A CARACTERISTICILOR ȘI PARAMETRIILOR FUNCȚIONALI AI ARZĂTORULUI RECUPERATIV

Arzătorul conceput de colectivul de autori este dimensionat pentru un debit nominal de gaz natural de 25 Nm³/h (adică o putere termică nominală de 250 kW).

Determinarea caracteristicilor și parametrilor funcționali ai arzătorului s-a efectuat în baza

As resulting from the functional scheme, the combustion air is preheated through the radiation of metal walls, behind which hot waste gases circulate. There is a first stage of heat transfer between gases and air even in the evacuation connection of waste gas from burner, by whose double wall is made the air entering in the burner body. The second stage of air heating is produced on the peripheral routes of the recuperator incorporated in the burner. The annular cylindrical space through which waste gases aspired from the working inside are transported, is, by design, involved between the peripheral annular cylindrical space through which the air circulates in counter current to the gases and an annular cylindrical space through which the air circulates in co-current to the gases. The air, so preheated, is distributed in the combustion area, where a part of air (premier air) comes in contact with jets of fuel (natural gas), which turn out from its admission pipe through more radial holes, making the ignition. Another air amount (the secondary air) is introduced in the flame through radial holes from outward. A third part from the combustion air amount (the tertiary air) crosses an annular cylindrical route neighbouring with the space from the inner burner, where the flame is developed. Before to exit from the metal body of the burner in the ceramic combustion chamber, the tertiary air is supplementary heated, taking over from the heat evolved by the flame in the inner space. The flame temperature is increased through aspiration by recirculation of 15-20% from the hot waste gases volume at the base of the ceramic combustion chamber, where are provided connection channels between the gases aspiration channels and the central channel, through which the flame is developed.

The combustion air circulates on the routes from the burner inner with high speed, of about 30 m/s, so facilitate the taking over of the radiated heat by convection through the metal walls. Waste gases circulate with much lower speed, of about 3.5 m/s, favourable to yield the heat preponderantly by radiation to the metal walls.

The ceramic combustion chamber is dimensioned so that the waste gases speed at the exit from the chamber to be very high, of 60-80 m/s.

3. EXPERIMENTAL DETERMINATION OF CHARACTERISTICS AND FUNCTIONAL PARAMETERS OF THE RECUPERATIVE BURNER

The burner conceived by the team of authors is dimensioned for a nominal flow of natural gas of 25 Nm³/h (i.e. a nominal thermal power of 250 kW).

The determination of the characteristics and functional parameters of the burner is carried out in the experimental basis of the Metallurgical Research

experimentală a Institutului de Cercetări Metalurgice București, pe un stand de încercări adaptat pentru acest tip de teste (blindat la capătul opus arzătorului, astfel încât gazele arse să poată fi aspirate din incinta de lucru).

Deoarece arzătorul recuperativ este proiectat pentru cuptoare de încălzire în care temperatura de lucru este de maxim 1250°C, testele experimentale s-au efectuat după ce temperatura în incinta standului a fost stabilizată la această valoare.

Parametrii funcționali ai arzătorului, care au fost determinați prin măsurători termotehnice în intervalul de funcționare minim-maxim, au fost:

debitul orar și presiunea gazului natural;

- debitul orar și presiunea aerului de combustie;
- temperatura flăcării;
- temperatura gazelor arse la ieșirea din arzător;
- compoziția chimică a gazelor arse aspirate din corpul arzătorului.

Deoarece este practic imposibilă măsurarea temperaturii maxime de preîncălzire a aerului în corpul arzătorului, determinarea valorii acesteia s-a realizat prin calcul din ecuația bilanțului termic [4] al recuperatorului:

$$\eta \cdot D_{gn} \cdot (9.52\alpha + 1) \cdot (c_{gi} \cdot t_{gi} - c_{ge} \cdot t_{ge}) = D_a \cdot (i_{ae} - c_{ai} \cdot t_{ai}) \quad (1)$$

unde:

η - randamentul termic al recuperatorului încorporat în arzător ($\eta = 0.95$);

D_{gn} - debitul orar de gaz natural, Nm³/h;

α - coeficientul de exces de aer, calculat cu relația [4]:

$$\alpha = 21 / \{ 21 - 79 \cdot [(O_2 - 0.5CO - 2CH_4 - 0.5H_2) / 100 - (CO_2 + SO_2 + CO + CH_4 + H_2)] \}, \quad (2)$$

Unde:

O₂, CO, CH₄, H₂, CO₂, SO₂ reprezintă concentrațiile procentuale ale acestor gaze în compoziția gazelor arse;

t_{gi} - temperatura gazelor arse la intrarea în arzător, °C;

c_{gi} - căldura specifică a gazelor arse corespunzătoare temperaturii de intrare a gazelor arse, kJ/Nm³·°C;

t_{ge} - temperatura gazelor arse la ieșirea din recuperatorul arzătorului, °C;

c_{ge} - căldura specifică a gazelor arse corespunzătoare temperaturii de ieșire a gazelor arse, kJ/Nm³·°C;

D_a - debitul orar de aer de combustie, Nm³/h;

i_{ae} - entalpia aerului preîncălzit în corpul arzătorului, kJ/Nm³;

t_{ai} - temperatura aerului la intrarea în corpul arzătorului, °C;

c_{ai} - căldura specifică a aerului la intrarea în corpul arzătorului, kJ/Nm³·°C.

Din ecuația (1) rezultă entalpia aerului preîncălzit (i_{ae}):

Institute Bucharest, on a testing stand adapted to this type of tests (armoured to the end, opposite to the burner, so that waste gases can be aspirated from the working inside).

Because the recuperative burner is designed for heating furnace where the working temperature is maximum 1250°C, the experiments were carried out after the stabilization of this temperature in the stand inside.

The functional parameters of the burner, that were determined by thermotechnical measurements in the minimum-maximum operate range, were:

- *hourly flow and pressure of natural gas;*
- *hourly flow and pressure of combustion air;*
- *flame temperature;*
- *waste gases temperature at the exit from burner;*
- *chemical composition of waste gases aspirated in the burner body.*

Because, in practice, is impossible to measure the maximum preheating temperature of air in the burner body, the determination of its value is achieved by calculus from the thermal balance equation [4] of the recuperator.

where:

η - energy efficiency of the recuperator incorporated in burner ($\eta = 0.95$);

D_{gn} - hourly flow of natural gas, Nm³/h;

α - coefficient of excess air, calculated with the relationship [4]:

Where:

O₂, CO, CH₄, H₂, CO₂, SO₂ represent the percentage concentrations of these gases in the waste gases composition;

t_{gi} - waste gases temperature at the entrance in burner, °C;

c_{gi} - specific heat of waste gases corresponding to the entrance temperature of gases, kJ/Nm³·°C;

t_{ge} - waste gases temperature at the exit from the burner recuperator, °C;

c_{ge} - specific heat of waste gases corresponding to the exit temperature of gases, kJ/Nm³·°C;

D_a - hourly flow of combustion air, Nm³/h;

i_{ae} - enthalpy of preheated air in the burner body, kJ/Nm³;

t_{ai} - air temperature at the entrance in the burner body, °C;

c_{ai} - specific heat of air at the entrance in the burner body, kJ/Nm³·°C.

From the equation (1) results the enthalpy of preheated air (i_{ae}):

$$i_{ae} = [\eta \cdot D_{gn} \cdot (9.52\alpha + 1) \cdot (c_{gi} \cdot t_{gi} - c_{ge} \cdot t_{ge}) + D_a \cdot c_{ai} \cdot t_{ai}] / D_a, \text{ kJ/Nm}^3 \quad (3)$$

Temperatura aerului corespunzătoare entalpiei calculate cu relația (3) se determină din tabele [5] prin extrapolare.

În **Tabelul 1** sunt prezentate rezultatele experimentale ale testării arzătorului recuperativ de 250 kW.

The air temperature corresponding to the enthalpy calculated with the relationship (3) is determined from tables [5] by extrapolation.

*In **Table 1** are presented the experimental results of testing of the recuperative burner of 250 kW.*

Tabelul 1. Rezultate experimentale
Table 1. Experimental results

Natural gas		Combustion air				Chemical composition of waste gases				Coefficient of air excess	Flame temperature	Waste gases temperature at the exit from the burner
Flow	Pressure	Flow	Pressure	Temperature		CO ₂	O ₂	CO	NO _x			
(Nm ³ /h)	(mbar)	(Nm ³ /h)	(mbar)	En- trance	In the com- bustion area	(%)	(%)	(mg/Nm ³)	(mg/Nm ³)		(°C)	(°C)
28.5	34.5	282.2	21.9	20	455	11.28	1.15	53	293	1.04	1635	800
25.0	27.0	245.1	15.1	20	451	11.36	1.09	49	286	1.03	1630	805
20.0	19.2	196.1	10.1	20	434	11.34	1.11	51	280	1.03	1610	820
15.0	13.3	149.9	7.0	20	419	11.23	1.18	60	277	1.05	1580	830
10.0	8.2	100.0	3.5	20	388	11.25	1.16	66	268	1.05	1530	855
3.0	3.3	32.0	1.5	20	340	10.83	1.93	83	253	1.12	1480	895

Conform datelor prezentate în **Tabelul 1**, arzătorul asigură preîncălzirea avansată a aerului de combustie la peste 450°C, la regimul termic nominal, ca urmare a recuperării căldurii gazelor arse. Contribuția energetică a aerului preîncălzit permite o semnificativă creștere a temperaturii flăcării, la regimul nominal, la circa 1630°C și, în același timp, o reducere a consumului de combustibil. Datorită temperaturii înalte a incintei de lucru specifice cuptoarelor de încălzire (1250°C), gazele arse părăsesc corpul arzătorului la peste 800°C, fiind necesară și o recuperare energetică secundară.

Suprafața totală de schimb de căldură (S) între gazele arse și aer este de 0,91 m². Având în vedere că diferența medie logaritmică de temperatură (Δt_{med}) este 792°C, iar cantitatea de căldură preluată de aerul preîncălzit în corpul arzătorului (la regimul nominal) este $Q_a = 141905 \text{ kJ/h}$ [(vezi relația (6)], se poate calcula valoarea coeficientului global de schimb de căldură (K) [6] cu relația:

$$K = Q_a / S \cdot \Delta t_{med}, \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C} \quad (4)$$

$$K = 141905 / 0.91 \cdot 792 = 196.9 \text{ kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$$

Valoarea calculată a coeficientului K este la un nivel ridicat și indică un foarte bun schimb de căldură între gazele fierbinți și aerul rece.

Compoziția chimică a gazelor arse, rezultată din analiza probelor prelevate din vârful flăcării, indică emisii reduse de noxe (CO și NO_x). Conform datelor din **Tabelul 1**, concentrația CO în gazele arse este

*As the data presented in **Table 1**, the burner assures the advanced preheating of combustion air at over 450°C, at the nominal thermal regime, as a result of waste gases heat recovery. The energy contribution of preheated air allows a significant increasing of the flame temperature, at the nominal regime, to approximately 1630°C and, in the same time, a reduction of fuel consumption. Due to the high temperature of the working inside specific to the heating furnace (1250°C), waste gases exit from the burner body at over 800°C, being necessary a secondary energy recovery, too.*

The total surface of heat exchange (S) between waste gases and air is 0.91 m². Considering that the logarithmic average difference of temperature (Δt_{med}) is 792°C and the heat amount taken over by the air preheated in the burner body (at the nominal regime) is $Q_a = 141950 \text{ kJ/h}$ [see the relationship (6)], the value of the global coefficient of heat exchange (K) can be calculated [6] with the relationship:

The calculated value of the K coefficient is at a high level and indicates a very good heat exchange between the hot gases and the cold air.

*The chemical composition of waste gases, resulted from the analysis of samples taken from the top of the flame, indicates low emissions of pollutants (CO and NO_x). According to the data from **Table 1**, the CO*

cuprinsă în intervalul 49-83 mg/Nm³, sub limita maximă admisă de normele legale de 100 mg/Nm³ [7], iar concentrația NO_x este cuprinsă între 253-293 mg/Nm³, față de limita maximă admisă de 350 mg/Nm³ [7]. **Tabelul 2** prezintă caracteristicile și parametri funcționali ai arzătorului recuperativ de 250 kW destinat cuptoarelor de încălzire.

concentration in waste gases is in the range 49-83 mg/Nm³, under the maximum limit allowed by the legal norms of 100 mg/Nm³ [7] and the NO_x concentration is between 253-293 mg/Nm³ compared to the maximum limit allowed of 350 mg/Nm³ [7]. **Table 2** presents the characteristics and functional parameters of the recuperative burner of 250 kW for the heating furnaces.

Tabelul 2. Caracteristicile și parametri funcționali ai arzătorului
Table 2. The characteristics and functional parameters of the burner

No	Characteristics and functional parameters	Measure unit	Value
1	Nominal thermal power	kW	250
2	Natural gas flow - maximum - nominal - minimum	Nm ³ /h Nm ³ /h Nm ³ /h	28.5 25.0 3.0
3	Natural gas pressure - maximum - nominal - minimum	mbar mbar mbar	34.5 27.0 3.3
4	Combustion air flow - at the maximum regime - at the nominal regime - at the minimum regime	Nm ³ /h Nm ³ /h Nm ³ /h	282.2 245.1 32.0
5	Combustion air pressure - at the maximum regime - at the nominal regime - at the minimum regime	mbar mbar mbar	21.9 15.1 1.5
6	Combustion air temperature - at the entrance in the burner body - in the combustion area · at the maximum regime · at the nominal regime · at the minimum regime	°C °C °C °C	20 455 451 340
7	Coefficient of air excess	-	1.03 - 1.12
8	Flame temperature - at the maximum regime - at the nominal regime - at the minimum regime	°C °C °C	1635 1630 1480
9	Length of the flame - at the maximum regime - at the nominal regime - at the minimum regime	mm mm mm	500 450 200
10	Waste gases temperature at the exit from the burner (at the furnace temperature of 1250°C) - at the maximum regime - at the nominal regime - at the minimum regime	°C °C °C	800 805 895
11	Sizes of the burner - length - diameter - mass	mm mm kg	900 290 115

4. APLICAȚIE INDUSTRIALĂ A ARZĂTORULUI RECUPERATIV DE 250 KW

Una din aplicațiile industriale ale arzătorului recuperativ cu puterea termică nominală de 250 kW s-a efectuat la societatea Aversa SA București, pe un cuptor de tratament termic cu vatră mobilă. Cuptorul, destinat tratamentului termic, are o singură zonă de încălzire. Vatra mobilă este solidară cu ușa cuptorului, închiderea cuptorului realizându-se prin deplasarea vetrei în incinta de lucru. Odată cu această operație se închide spațiul interior al cuptorului cu ușa verticală. Dimensiunile spațiului de lucru sunt 4000 x 2000 x 1500 mm, iar capacitatea maximă a cuptorului este de 50 tone/șarjă.

Arzătoarele recuperative, cu caracteristicile prezentate mai sus, sunt amplasate pe pereții laterali ai cuptorului, câte trei pe fiecare din cei doi pereți. Arzătoarele sunt astfel poziționate (vezi **Figura 2**) încât flacăra fiecăruia dintre ele să fie orientată spre suprafața liberă dintre două arzătoare montate în peretele opus. Distanța dintre două arzătoare alăturate este de 1300 mm.

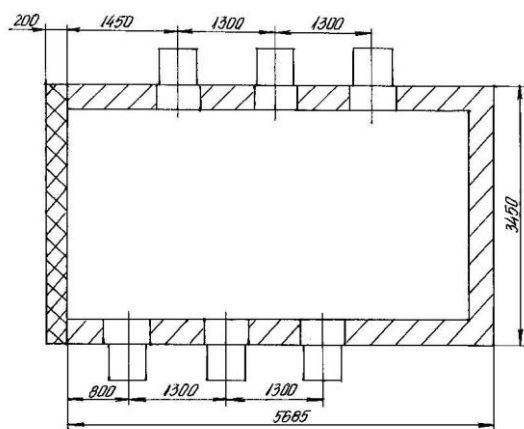


Fig. 2. Poziționarea arzătoarelor recuperative la cuptorul de tratament termic
Positioning of the recuperative burners at the thermal treatment furnace

Gazele arse evacuate prin corpul fiecărui arzător sunt colectate, prin câte o țeavă verticală, în conducte de evacuare (câte una pe fiecare perete lateral), care sunt în legătură cu coșul cuptorului.

Tirajul forțat este realizat prin intermediul unui exhaustor.

Măsurătorile s-au efectuat în cursul tratamentului de recoacere al unei șarje din piese de oțel FACr25 cu masa (G_s) de 48,2 tone. Tratamentul constă în următoarele etape:

- încălzire la 600°C în 7 ore și 42 minute (viteza de încălzire: 75,3°C/h);
- palier la 600°C timp de 1 oră și 6 minute;
- încălzire la 950°C în 3 ore și 22 minute 103,9°C/h);
- palier la 950°C timp de 2 ore și 30 minute;
- răcire la 550°C în 3 ore și 50 minute;

4. INDUSTRIAL APPLICATION OF THE RECUPERATIVE BURNER OF 250 KW

One of the industrial applications of the recuperative burner with the nominal thermal power of 250 kW was carried out in the company Aversa SA Bucharest on a thermal treatment furnace with a mobile hearth. The furnace, destined to thermal treatment, has a single heating zone. The mobile hearth is integral with the furnace door, the closing of the furnace carrying out by the shifting of hearth in the working inside. With this operation, the inner space of the furnace is closed with the vertical door. The sizes of the working space are 4000 x 2000 x 1500 mm and the maximum capacity of the furnace is 50 tonnes/charge.

The recuperative burners, with the characteristics presented above, are placed on the lateral walls of the furnace, three on each of the two walls. The burners are positioned (see **Figure 2**) so that the flame of each to be oriented to the free surface between two burners mounted in the opposite wall. The distance between two neighboring burners is 1300 mm.

Waste gases evacuated through the body of each burner are collected, by one vertical pipe, in exhaust pipes (one on each lateral wall), which are connected to the furnace chimney. The forced draught is achieved by an exhaustor.

The measurements are carried out during the treatment of annealing of a charge of pieces of steel FACr25 with the mass of 48.2 tonnes. The treatment consists in the following stages:

- heating to 600°C in 7 hours and 42 minutes (heating speed: 75.3°C/h);
- maintaining at 600°C for 1 hour and 6 minutes;
- heating to 950°C in 3 hours and 22 minutes (103.9 °C/h);
- maintaining at 950°C for 2 hours and 30 minutes;
- cooling to 550°C in 3 hours and 50 minutes;

- încălzire la 820°C în 3 ore și 30 minute (77,1 °C/h);
- palier la 820°C timp de 3 ore și 37 minute;
- răcire la 700°C în 48 minute;
- încălzire la 820°C în 2 ore și 35 minute (46,5°C/h);
- palier la 820°C timp de 3 ore;
- răcire la 550°C în 8 ore și 15 minute.

Durata totală a procesului este de 39 ore și 45 minute, ceea ce înseamnă că productivitatea cuptorului este:

$$P = G_s / \tau_s, \text{ t/h}$$

Adică:

$$P = 48.2 / 39.75 = 1,21 \text{ t/h}$$

Diagrama tratamentului termic de recoacere a fost realizată cu ajutorul echipamentului de conducere automată a procesului din cuptor, iar arzătoarele au răspuns cu rapiditate comenzilor primite.

După cum rezultă din diagrama tehnologică, temperaturile din cuptor (395°C - temperatura medie și 950°C - temperatura maximă) și vitezele de încălzire (46,5-103,9°C/h) nu au fost foarte solicitante pentru arzătoarele recuperative de 250 kW montate pe cuptor, ale căror performanțe tehnice, prezentate la Cap. 3, depășesc în mod evident cerințele impuse. Consumul total de gaz natural pe durata tratamentului termic de recoacere a fost de 1351,5 Nm³, valorile debitelor orare de combustibil fiind cuprinse în intervalul 19-120 Nm³/h, cu o medie de 34 Nm³/h (adică circa 5,7 Nm³/h pentru fiecare arzător).

În **Tabelul 3** este prezentată structura bilanțului termic al cuptorului în cursul tratamentului de recoacere descris mai sus.

- heating to 820°C in 3 hours and 30 minutes (77.1°C/h);
- maintaining at 820°C for 3 hours and 37 minutes;
- cooling to 700°C in 48 minutes;
- heating to 820°C in 2 hours and 35 minutes (46.5°C/h);
- maintaining at 820°C for 3 hours;
- cooling to 550°C in 8 hours and 15 minutes.

The total duration (τ_s) of the process is 39 hours and 45 minutes, that means that the furnace productivity is:

$$(5)$$

i.e.:

The diagram of the annealing thermal treatment was carried out with the equipment of automated monitoring of the process from the furnace and the burners have responded rapidly to the received orders. As results from the technological diagram, the temperatures in furnace (395°C - the average temperature and 950°C - the maximum temperature) and the heating speeds (46.5-103.9°C/h) were not very demanding for the recuperative burners of 250 kW mounted on furnace, whose technical performances, presented in the Chapter 3, clearly exceeded the requirements. The total consumption of natural gas during the annealing thermal treatment was 1351.5 Nm³, the values of the hourly flow of fuel being in the range 19-120 Nm³/h, with an average of 34 Nm³/h (i.e. about 5.7 Nm³/h for the each burner).

In **Table 3** is presented the thermal balance structure of the furnace during the annealing treatment described above.

Tabelul 3. Structura bilanțului termic al cuptorului
Table 3. Structure of thermal balance of the furnace

Inlet	MJ/t	%	Outlet	MJ/t	%
Chemical heat of the fuel	999.56	98.28	Physical heat of the material out of the furnace	301.53	29.65
Physical heat of the fuel	0.92	0.09	Waste gases heat	74.72	7.35
Physical heat of the combustion air	7.29	0.72	Heat lost through walls	94.08	9.25
Physical heat of the material entering the furnace	9.29	0.91	Heat accumulated in the furnace masonry	516.93	50.83
			Error	29.80	2.93
Total	1017.06	100	Total	1017.06	100

Conform datelor din **Tabelul 3**, căldura utilă consumată a fost de 301,53 MJ/t, reprezentând 29,65% din totalul căldurii intrate în conturul de bilanț. Căldura gazelor arse la ieșirea din corpurile arzătoarelor a fost de 74,72 MJ/t, adică 7,35%. Pierderile de căldură prin

According to the data from **Table 3**, the useful heat consumed was 301.53 MJ/t, representing 29.65% from the total heat entered in balance. Waste gases heat at the exit from the burners' bodies was 74.72 MJ/t, i.e. 7.35%. The heat losses through the

zidăria refractară a cuptorului (care avea nevoie de reparații) au reprezentat 9,25% (94,08 MJ/t). Deoarece procesele tehnologice desfășurate în cuptor aveau un caracter discontinuu, o mare cantitate de căldură a fost pierdută la finalul șarjei prin acumulare în zidărie (516,93 MJ/t, reprezentând 50,83%).

Dacă din punct de vedere energetic experimentările efectuate nu au pus în evidență performanțele arzătoarelor recuperative, cerințele tehnologice impuse fiind inferioare caracteristicilor acestora, din punct de vedere funcțional, arzătoarele și-au probat calitățile tehnice remarcabile.

5. EFICIENȚA ECONOMICĂ ȘI IMPACTUL ASUPRA MEDIULUI

Pentru calculul eficienței economice a utilizării arzătorului recuperativ cu puterea termică nominală de 250 kW s-au folosit rezultatele experimentale ale testării acestuia pe standul de încercări.

Aportul termic al aerului de combustie preîncălzit de la 20°C la 451°C (la regimul termic nominal) este:

$$Q_a = D_a \cdot (c_{ae} \cdot t_{ae} - c_{ai} \cdot t_{ai}), \text{ kJ/h} \quad (6)$$

unde:

t_{ae} - temperatura de preîncălzire a aerului de combustie ($t_{ae} = 451^\circ\text{C}$);

c_{ae} - căldura specifică a aerului la temperatura de preîncălzire ($c_{ae} = 1,341 \text{ kJ/Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C}$).

Celelalte componente ale relației (6) au fost explicate anterior.

Deci:

$$Q_a = 245.1 \cdot (1.341 \cdot 451 - 1.301 \cdot 20) = 141905 \text{ kJ/h}$$

Suplimentar, flacăra arzătorului realizează, prin aspirație, o recirculare a 15-20% din volumul total al gazelor arse [7] (la temperatura uniformizată a incintei de lucru de 1250°C), care intră în recuperatorul arzătorului. Admițând o rată medie de 17,5%, rezultă că gazele recirculate aduc în zona de ardere o contribuție energetică de:

$$Q_{gr} = 0.175 \cdot (9.52\alpha + 1) \cdot D_{gn} \cdot c_{gr} \cdot t_{gr}, \text{ kJ/h} \quad (7)$$

unde:

t_{gr} - temperatura gazelor arse recirculate ($t_{gr} = 1250^\circ\text{C}$);

c_{gr} - căldura specifică a gazelor la temperatura de recirculare, $\text{kJ/Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C}$.

$$c_{gr} = c_{\text{CO}_2} \cdot p_{\text{CO}_2} + c_{\text{O}_2} \cdot p_{\text{O}_2} + c_{\text{N}_2} \cdot p_{\text{N}_2} \quad (8)$$

refractory masonry of the furnace (which had needed to be repaired) represented 9.25% (94.08 MJ/t). Because the technological processes developed in furnace had a discontinuous character, a great amount of heat was lost at the end of charge by accumulation in masonry (516.93 MJ/t, representing 50.83%).

If, as energy, the experiments do not emphasize the performances of the recuperative burners, the technological requests being inferior to their characteristics, as functional, the burners proved their remarkable technical qualities.

5. ECONOMIC EFFICIENCY AND THE IMPACT ON ENVIRONMENT

To calculate the economic efficiency of using the recuperative burner with the nominal thermal power of 250 kW was used the experimental results of its testing on the stand.

The energy contribution of the combustion air preheated from 20°C to 451°C (at the nominal thermal regime) is:

where:

t_{ae} - preheating temperature of combustion air ($t_{ae} = 451^\circ\text{C}$);

c_{ae} - specific heat of air at the preheating temperature ($c_{ae} = 1.341 \text{ kJ/Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C}$).

The other components of relationship (6) were explained above.

So:

Supplementary, the burner flame makes, by aspiration, a recirculation of 15-20% from the total volume of waste gases [7] (at the flattened temperature of the working inside of 1250°C), which enter in the burner recuperator. Allowing an average rate of 17.5%, results that the recirculated gases make in the combustion area an energy contribution of:

Where:

t_{gr} - temperature of recirculated waste gases ($t_{gr} = 1250^\circ\text{C}$);

c_{gr} - specific heat of gases at the recirculation temperature, $\text{kJ/Nm}^3 \cdot ^\circ\text{C}$.

în care:

c_{CO_2} ; c_{O_2} ; c_{N_2} - căldurile specifice ale CO_2 , O_2 și N_2 la temperatura de recirculare, $kJ/Nm^3 \cdot ^\circ C$;

p_{CO_2} ; p_{O_2} ; p_{N_2} - participațiile volumetrice în gazele arse recirculate ale CO_2 , O_2 și N_2 .

$$c_{gr} = 2.285 \cdot 0.1136 + 1.507 \cdot 0.0109 + 1.429 \cdot 0.8755 = 1.527 \text{ kJ/Nm}^3 \cdot ^\circ C$$

Deci:

$$Q_{gr} = 0.175 \cdot (9.52 \cdot 1.03 + 1) \cdot 25 \cdot 1.527 \cdot 1250 = 90235 \text{ kJ/h}$$

Așadar, prin preîncălzirea aerului de combustie și recircularea gazelor arse rezultă un aport energetic suplimentar în procesul de ardere al arzătorului de:

$$Q_{sup} = Q_a + Q_{gr}, \text{ kJ/h}$$

$$Q_{sup} = 141905 + 90235 = 232140 \text{ kJ/h}$$

Cunoscând valoarea puterii calorifice a gazului natural ($H_{gn} = 35572 \text{ kJ/Nm}^3$) se poate determina cantitatea de combustibil ce poate fi disponibilizat cu relația:

$$E_c = Q_{sup} / H_{gn}, \text{ Nm}^3/\text{h}$$

$$E_c = 232140 / 35572 = 6.5 \text{ Nm}^3/\text{h}$$

Această economie de combustibil reprezintă 26% din debitul orar de gaz natural al arzătorului de 250 kW.

Aportul energetic al recirculării gazelor arse în procesul de ardere, în valoare de 90235 kJ/h, permite disponibilizarea a 2,5 Nm^3 gaz natural/h, reprezentând 10% din consumul orar de combustibil.

În cazul aplicării industriale a arzătoarelor recuperative de 250 kW la tratamentul termic de recoacere, efectul economic este mai redus datorită temperaturii medii a cuptorului în timpul tratamentului, de numai 395°C și a consumului mediu orar de combustibil de numai 34 Nm^3 /h. Consumul total de gaz natural în timpul unui tratament termic similar, utilizând echipamentele energetice convenționale ale cuptorului de referință, era de circa 1650 Nm^3 , față de 1351,5 Nm^3 realizat după modernizarea instalației de ardere. Economia de combustibil obținută este, în acest caz, de 18,1%.

Emisiile de noxe (CO , NO_x) ale instalației de ardere modernizate au fost diminuate semnificativ, încadrându-se în limitele admise de normele legale. Dacă în cursul experimentării arzătorului de 250 kW pe standul de încercări emisiile de CO se încadrează în intervalul 49-83 mg/Nm^3 , iar emisiile de NO_x sunt cuprinse între 253-293 mg/Nm^3 , măsurătorile efectuate industrial în timpul tratamentului termic de recoacere au indicat limite maxime de 99 mg/Nm^3 și, respectiv, 340 mg/Nm^3 , care, de asemenea, se situează sub limitele maxime legale (100 $mg CO/Nm^3$ și 350 $mg NO_x/Nm^3$) [8], dar sunt foarte aproape de aceste limite.

where:

c_{CO_2} ; c_{O_2} ; c_{N_2} - specific heat of CO_2 , O_2 and N_2 at the recirculation temperature, $kJ/Nm^3 \cdot ^\circ C$;

p_{CO_2} ; p_{O_2} ; p_{N_2} - volumetric participations in the recirculated waste gases of CO_2 , O_2 and N_2 .

So:

Therefore, by preheating of combustion air and recirculation of waste gases results a supplementary energy contribution in the combustion process of the burner of:

$$(9)$$

Knowing the value of calorific power of natural gas ($H_{gn} = 35572 \text{ kJ/Nm}^3$) can be determined the amount of fuel that can be available with the relationship:

$$(10)$$

This fuel economy constitutes 26% from the hourly flow of natural gas of the burner of 250 kW.

The energy contribution of waste gases recirculation in the combustion process, of 90235 kJ/h, allows availability of 2.5 Nm^3 natural gas/h, representing 10% from the hourly consumption of fuel.

In the case of the industrial application of the recuperative burners of 250 kW at the annealing thermal treatment, the economy effect is lower due to the average temperature of furnace during treatment, of only 395°C and the average hourly consumption of only 34 Nm^3 /h. The total consumption of natural gas during of a similar thermal treatment, using the conventional energy equipments of the reference furnace, was of about 1650 Nm^3 , comparative with 1351.5 Nm^3 obtained after the modernization of the combustion installation. In this case, the fuel economy is 18.1%. The emissions of pollutants (CO , NO_x) of the modernization of the combustion installation were significant diminished, being in the limits allowed by the legal norms. If, during the experimentation of the burner of 250 kW on the testing stand CO emissions are within the range 49-83 mg/Nm^3 and NO_x emissions are between 253-293 mg/Nm^3 , the industrial measurements during the annealing thermal treatment indicated maximum limits of 99 $mg CO/Nm^3$ and, respectively, 340 $mg NO_x/Nm^3$, which, also, are under the legal maximum limits (100 $mg CO/Nm^3$ and 350 $mg NO_x/Nm^3$) [8], but they are nearly to these limits.

6. CONCLUZII

1. Arzătorul recuperativ cu puterea termică nominală de 250 kW, destinat cuptoarelor de încălzire, este un echipament energetic performant capabil să preîncălzească la temperaturi înalte (peste 450°C) aerul de combustie, datorită recuperării eficiente a căldurii gazelor arse captate din incinta de lucru. Suplimentar, flacăra arzătorului aspiră o parte din gazele arse fierbinți, pe care le recirculă, supraîncălzind temperatura acesteia.
2. Arzătorul a fost experimentat pe standul de încercări la Institutul de Cercetări Metalurgice București, evidențiind eficiența transferului termic în recuperatorul înglobat în corpul arzătorului, aerul fiind preîncălzit la 451°C la regimul nominal, precum și aportul termic suplimentar adus de recircularea gazelor arse fierbinți în proporție de 15-20%.
3. Soluția tehnică inovatoare a arzătorului recuperativ a fost aplicată la un cuptor de tratament termic de la societatea Aversa București. Cuptorul a fost echipat cu 6 arzătoare recuperative de 250 kW, procesul din cuptor fiind condus în regim automat.
4. Eficiența economică a utilizării arzătoarelor recuperative constă în obținerea unei economii de combustibil (gaz natural) de 26% față de arzătoarele convenționale, din care 10% reprezintă economia datorată recirculării gazelor arse. În condițiile concrete ale cuptorului de tratament termic, la care temperatura maximă de încălzire a fost de 950°C, iar temperatura medie din cuptor a fost de 395°C, valori impuse tehnologic, economia de combustibil a fost de 18,1%.
5. Impactul asupra mediului în urma implementării arzătorului de 250 kW este favorabil, emisiile de noxe (CO și NO_x) având valori inferioare limitei maxime admise de normele legale, de 100 mg/Nm³ pentru CO și 350 mg/Nm³ pentru NO_x, pe întregul domeniu de funcționare minim-maxim.

6. CONCLUSIONS

1. The recuperative burner with the nominal thermal power of 250 kW, devoted to heating furnaces, is an advanced energy equipment able to preheat the combustion air at high temperatures (over 450°C), due to their efficiency of recovery of waste gases heat captured from the working inside space. Supplementary, the burner flame aspires a part of hot waste gases, which are recirculated, overheating its temperature.
2. The burner was experimented on the testing stand in the Metallurgical Research Institute Bucharest, emphasizing the efficiency of thermal transfer in the recuperator embedded in the burner body, the air being preheated at 451°C at the nominal regime, as well as the supplementary energy contribution of the hot waste gases recirculation in proportion of 15-20%.
3. The innovative technical solution of the recuperative burner was applied on a thermal treatment furnace in the company Aversa Bucharest. The furnace was equipped with 6 recuperative burners of 250 kW, the process in the furnace being leaded in automatic regime.
4. The economic efficiency of recuperative burners using consists in obtaining fuel (natural gas) economy of 26%, comparatively with the conventional burners, from which 10% represent the economy due to waste gases recirculation. Concretely, in the case of the thermal treatment furnace, in which the maximum temperature of heating was 950°C and the average temperature in furnace was 395°C, values of technological requests, the fuel economy was 18.1%.
5. The impact on environment as result of implementation of the burner of 250 kW is favourable, the emissions of pollutants (CO and NO_x) having values lower the maximum limits allowed by the legal norms, of 100 mg/Nm³ for CO and 350 mg/Nm³ for NO_x, on the whole minimum-maximum area of operation.

BIBLIOGRAFIE / REFERENCES

- [1] * * * - *The energy savers*, Prospect Hotwork Development Ltd., 1978.
- [2] * * * - *Hotwork recuperative burner (HRB)*, Talec Combustion Company, 2015.
www.taleccombustion.co.za
- [3] R. PIVNICERU, A. GABA, P. KÖVECSI, L. PĂUNESCU - *Arzător pentru combustibili gazoși*, Brevet România nr. 98 - 00905 A, 1998.
- [4] * * * - *Normativ privind întocmirea și analiza bilanțurilor energetice*, PE 902, București, 1986.
- [5] K. RAŽNJEVIĆ - *Tabele și diagrame termodinamice*, Editura Tehnică, București, 1978.

- [6] **A. GABA** - *Transferul de căldură în instalații industriale*, Editura Biblioteka, Târgoviște, 2004.
- [7] **L. PĂUNESCU, Gh. SURUGIU** - *Contribuție la determinarea experimentală a eficienței recirculării gazelor arse în flacăra tuburilor radiante drepte*, Cercetări Metalurgice și de Materiale, vol. XIX, nr. 4, pag. 1-8, 2011.
- [8] * * * - *Ordinul nr. 462*, Ministerul Apelor, Pădurilor și Protecției Mediului, București, 1993.