

# IMPLICAȚII ALE SCHIMBĂRII CONDIȚIILOR DE ARDERE ASUPRA CONSUMULUI SPECIFIC DE CĂLDURĂ AL CUPTOARELOR DE CLINCHERIZARE

## IMPLICATIONS OF CHANGING THE BURNING CONDITIONS ON THE SPECIFIC HEAT CONSUMPTION OF ROTARY KILNS

DOREL RADU\*, ANDREEA DAVID

Universitatea Politehnica București, Str. Gh. Polizu nr.1, sector 1, București, România

În condițiile în care industria cimentului se confruntă tot mai des și mai acut cu crize ale combustibililor fosili, deci cu necesitatea de a reduce consumurile specifice de căldură, utilizarea combustibililor alternativi poate reprezenta o soluție eficientă. Deși în ultimii ani cercetările în acest sens s-au accentuat, în prezent există foarte puține informații referitoare la modul în care utilizarea combustibililor alternativi poate modifica valorile principalilor indicatori termotehnologici ai procesului de ardere și cuptoarelor de clincherizare: temperatura și entalpia gazelor de ardere, productivitatea absolută și consumul specific de căldură.

Această lucrare are ca scop prezentarea unor date referitoare la influența substituirii parțiale/totale a unui combustibil considerat de referință cu un altul alternativ asupra consumului specific de căldură al cuptoarelor de clincherizare.

Considering that cement industry is more often and more serious confronted with crises of fossil fuels, therefore with the necessity of reducing specific heat consumptions, the use of alternative fuels may be an efficient solution.

Although in the past few years the research in this domain has increased, at present there is little information regarding how the use of alternative fuels may influence the values of the main thermo-technological indicators of combustion process and rotary kilns: temperature and enthalpy of hot gases, absolute productivity and specific heat consumption.

This paper aims to present some data regarding the influence of partial/total substitution of a reference fuel with an alternative one on specific heat consumption of rotary kilns.

**Keywords:** alternative fuels, oxygen enriched air, enthalpy of hot gases, specific heat consumption

### 1. Introducere

Dezvoltarea continuă a societății umane implică o creștere a necesarului de materiale de construcții, în general, și de ciment, în particular. Pentru un orizont de timp previzibil, producerea cimentului se va face utilizând în instalațiile de clincherizare căldură produsă de arderea combustibililor. Spre deosebire de alte materiale oxidice – sticlă, diverse ceramici și refractare – cuptoare de clincherizare care să utilizeze surse neconvenționale de căldură (electrică, microunde, plasmă, fascicule de electroni, energia solară) reprezintă în acest moment doar experimente științifice.

În acest context, mai ales după prima criză mondială a petrolului din anii 1970, s-a conștientizat faptul că accesul la rezervele de combustibili poate avea conotații politice conjuncturale. Mai mult, în mod obiectiv, resursele naturale de petrol, gaze naturale și cărbune superior – care asigurau în mod tradițional combustibilii pentru cuptoarele de clincherizare se diminuează, costul lor de exploatare devenind tot mai mare.

Deoarece pe instalațiile de clincherizare în funcționare micșorarea consumului specific de căldură este limitată în mod obiectiv pentru anumite condiții economice date, o modalitate de reducere a

### 1. Introduction

The continuous development of human society implies an increase in necessary construction materials in general and cement in particular. For a foreseeable time horizon, cement will be produced in clinkering plants using heat obtained from fuel combustion. Unlike other oxide materials – glass, various ceramics and refractory – clinkering installations using unconventional sources of heat (electric, microwave, plasma, electron beam, solar energy) are, for the moment, just scientific experiments.

In this context, especially after the first world oil crises in the 1970s, access to fuel reserves was more related to conjectural political nuances. Moreover, in an objective way, natural resources of oil, natural gases and superior coal, which are the fuels used regularly in clinkering plants, are diminishing and therefore their exploitation cost is increasing.

Because the decrease of the specific heat consumption of clinkering plants in use is limited due to certain economical conditions, the use of inferior fuels or wastes is a way to reduce superior fuel consumption, when combustion residues alter neither the oxide composition nor the properties of clinker.

\* Autor corespondent/Corresponding author,  
Tel.: + 40214023874 e-mail: dorel\_radu1948@yahoo.com

consumului de combustibili superiori a reprezentat-o utilizarea unor combustibili inferiori sau a unor deșeuri combustibile, ale căror reziduuri de ardere nu modifică compoziția oxidică și proprietățile clincherului. Primele încercări în acest sens s-au realizat în urma cu trei-patru decenii, fiind raportate în literatură rezultate obținute la utilizarea șisturilor bituminoase și ligniților [1-3], anvelope uzate, uleiuri minerale și vegetale, reziduuri comunale, mase plastice [4-9].

Aceste preocupări s-au dezvoltat și mai mult în ultimii ani, inclusiv în țara noastră. Alte noi deșeuri au fost utilizate, cum ar fi făina de oase, hârtia etc. [10, 11].

Combustibilii inferiori sau deșeurile combustibile se pot folosi, de la caz la caz, la ardere:

-în cuptorul rotativ, unde înlocuiește parțial un combustibil superior;

-în ultima treaptă a schimbătorului de căldură, respectiv, în calcinator, în cazul instalației de clincherizare cu precalcinare.

În special după anul 2000, studiile referitoare la utilizarea combustibililor alternativi în industria cimentului au devenit tot mai numeroase. Ele au ca tematică, în majoritatea cazurilor, cercetarea aspectelor legate de compatibilitatea chimică a reziduurilor rezultate la ardere cu clincherul, precum și efectul acestora asupra proprietăților clincherului și cimentului. Totodată, se urmăresc implicațiile asupra emisiilor de praf și de gaze toxice ( $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$ ) sau cu efect de seră ( $\text{CO}_2$ ) evacuate în atmosferă din instalația de clincherizare.

În același timp, mult mai puține sunt informațiile referitoare la modul în care utilizarea combustibililor alternativi poate modifica valorile principalilor indicatori termotehnologici ai procesului de ardere și ai cuptoarelor de clincherizare: temperatura și entalpia gazelor de ardere, productivitatea absolută și consumul specific de căldură. De aceea, lucrarea de față are ca scop prezentarea unor date referitoare la această problematică.

## 2. Baza teoretică

Din punct de vedere termotehnic substituirea (parțială sau totală) a unui combustibil – considerat de referință - cu un altul, alternativ, trebuie să îndeplinească o dublă condiție obligatorie: temperatura și entalpia gazelor de ardere trebuie să asigure desfășurarea în bune condiții a proceselor fizico-chimice care conduc la formarea clincherului. Altfel spus, în cazul înlocuirii unui combustibil, de referință, cu un altul, considerat alternativ, regimul de temperaturi și transferul termic de la gazele de ardere la material nu trebuie să se modifice semnificativ.

### 2.1. Temperatura gazelor de ardere

The first attempts were accomplished three or four decades ago and specialty literature contains results regarding the use of oil shale and lignite [1-3], used tires, mineral and vegetal oil, wastes, plastics [4-9].

These concerns have been developed in the past years, including in our country. Other new wastes were used, for example animal meal, paper [10, 11].

Inferior fuels or wastes can be used in combustion:

-in rotary kiln, where the superior fuel is partially substituted;

-in the last heat exchanger stage or precalciner, respectively.

Studies regarding the use of alternative fuels in cement industry have become more numerous after the year 2000. Most of these studies are focused on the research of combustion residues chemical compatibility with clinker and the effect of these residues on clinker and cement properties, as well. At the same time, implications on dust, toxic gases ( $\text{CO}$ ,  $\text{NO}_x$ ) or greenhouse ( $\text{CO}_2$ ) emissions released from the clinkering plant in the atmosphere are emphasized.

Nevertheless, there is little information regarding how the use of alternative fuels may influence the main thermo-technological parameters of combustion process and rotary kilns: temperature and enthalpy of hot gases, absolute productivity and specific heat consumption. Therefore, this paper aims to present some data regarding these aspects.

## 2. Theoretical basis

Thermo-technically, (partial or total) substitution of a fuel – considered as reference-with another fuel, an alternative fuel, must accomplish a double mandatory condition: temperature and enthalpy of hot gases must create the proper conditions for the physical-chemical processes of clinker formation. This means that in case of changing a reference fuel with another fuel, considered alternative, temperature regime and heat transfer from hot gases to material must not change significantly.

### 2.1. The temperature of hot gases

Fuel combustion is strictly connected to the determination of temperature and enthalpy of hot gases and it can be approached on three levels.

On the first level the analysis is focused on theoretical combustion of a fuel with air (as comburent). Both fuel and comburent have the temperature of  $0^\circ\text{C}$  and the coefficient of air in excess,  $\lambda$ , is 1. The theoretical temperature and enthalpy of hot gases only depend on the type of fuel, its chemical composition and its low calorific value. The data obtained strictly refer to the thermal potential of the fuel.

Problematica arderii combustibililor este circumscrisă calculării temperaturii și entalpiei gazelor de ardere, iar abordarea acestora se poate face la trei niveluri.

La primul nivel se consideră arderea teoretică a unui combustibil cu aerul (drept comburant). Atât combustibilul, cât și aerul au temperatura de 0°C, iar coeficientul  $\lambda$  al excesului de aer este 1. Temperatura și entalpia (teoretice) ale gazelor de ardere depind numai de tipul și compoziția chimică a combustibilului și puterea lui calorifică. Informațiile obținute se referă strict la potențialul termic al combustibilului.

Pentru un combustibil dat se poate calcula o temperatură teoretică,  $\Theta^\circ$ , definită ca fiind temperatura gazelor de ardere rezultate la arderea combustibilului cu volumul teoretic necesar de aer,  $V_{at}$ , în  $\text{Nm}^3/\text{Nm}^3$  sau  $\text{kg. comb.}$ , la temperatura de 273K. Se consideră că arderea are loc adiabatic, la presiunea de 1 Pa, iar căldura fizică a combustibilului este neglijabilă [12].

În aceste condiții,  $\Theta^\circ$ , se calculează cu relațiile:

$$\Theta^\circ = \frac{h_i}{V_{ga}^0 \cdot c_{p_{gsm}}^0} \quad [^\circ\text{C}] \quad (1)$$

$$\Theta^\circ = \frac{1}{V_{ga}^0 \cdot c_{p_{gsm}}^0} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2)$$

în care:  $c_{p_{gsm}}^0$  - căldura specifică medie teoretică a gazelor de ardere la temperatura  $\Theta^\circ$ , în  $\text{kJ}/\text{Nm}^3 \cdot \text{K}$ ;  $h_i$  - puterea calorifică inferioară a combustibilului, în  $\text{kJ}/\text{Nm}^3$  sau  $\text{kg comb.}$ ;  $V_{ga}^0$  - volumul teoretic de gaze de ardere, în  $\text{Nm}^3 \text{ g.a.}/\text{Nm}^3$  sau  $\text{kg comb.}$ ;  $V_{ga}^{0r}$  - volumul specific teoretic de gaze de ardere, în  $\text{Nm}^3 \text{ g.a.}/\text{kJ}$ .

Pentru diverse tipuri de combustibili, în tabelul 1 se prezintă valorile temperaturii calorimetrice teoretice ale unor combustibili [12, 13].

Theoretical temperature,  $\Theta^\circ$ , may be calculated for a fuel as the temperature of hot gases resulted from fuel combustion with the necessary theoretical volume of air,  $V_{at}$ , in  $\text{Nm}^3/\text{Nm}^3$  or  $\text{kg fuel}$ , at 273K. It is considered that combustion is adiabatic, at 1Pa, and the physical heat of the fuel is negligible [12].

In these conditions,  $\Theta^\circ$  is calculated with the following relations:

$$\Theta^\circ = \frac{h_i}{V_{ga}^0 \cdot c_{p_{gsm}}^0} \quad [^\circ\text{C}] \quad (1)$$

$$\Theta^\circ = \frac{1}{V_{ga}^0 \cdot c_{p_{gsm}}^0} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2)$$

where:  $c_{p_{gsm}}^0$  - theoretical medium specific heat of hot gases at temperature  $\Theta^\circ$ , in  $\text{kJ}/\text{Nm}^3 \cdot \text{K}$ ;  $h_i$  - low calorific value of fuel, in  $\text{kJ}/\text{Nm}^3$  or  $\text{kJ}/\text{kg fuel}$ ;  $V_{ga}^0$  - theoretical volume of hot gases, in  $\text{Nm}^3/\text{Nm}^3$  or  $\text{Nm}^3/\text{kg fuel}$ ;  $V_{ga}^{0r}$  - theoretical specific volume of hot gases, in  $\text{Nm}^3/\text{kJ}$ .

In Table 1 are presented the values of theoretical calorimetric temperature for different types of fuels [12, 13].

Figure 1 emphasizes the dependency between theoretical temperature,  $\Theta^\circ$ , and low calorific value,  $h_i$ , for various solid fuels [12, 13].

Data distribution from Figure 1 shows that the increase of low calorific value determines the increase of the theoretical temperature of hot gases resulted from combustion. Here must be specified that  $\Theta^\circ$  is an intrinsic characteristic of the fuel and it represents its thermo-chemical potential released in combustion in the mentioned conditions. From this point of view,  $\Theta^\circ$  can be used as a criterion for fuel ranking. However, if temperature  $\Theta^\circ$  of fuel  $C_2$  is higher than temperature  $\Theta^\circ$  of fuel  $C_1$ , the only conclusions are:

**Tabelul 1**

Temperatura teoretică de ardere pentru diverși combustibili/ Values of theoretical temperature for various types of fuels

Nr.crt. No.	Combustibil Fuel	Temperatura teoretică de ardere [K] Theoretical temperature [K]
1	Hidrogen/ Hydrogen	2443
2	Oxid de carbon/ Carbon oxide	2323
3	Metan/ Methane	2233
4	Gaze naturale/ Natural gas	2293
5	Păcură/ Black oil	2273
6	Cărbune brun/ Coal	2073-2373
7	Cocs/ Coke	2473

În figura 1 se relevă dependența dintre temperatura teoretică,  $\Theta^\circ$ , și puterea calorifică inferioară,  $h_i$ , pentru diverși combustibili solizi [12, 13].

Distribuția datelor din figura 1 arată că o dată cu creșterea puterii calorifice inferioare crește și temperatura gazelor de ardere rezultate la arderea combustibilului. Trebuie precizat că  $\Theta^\circ$

-fuel  $C_2$  has an intrinsic thermo-chemical potential higher than fuel  $C_1$ ;

-in real combustion conditions the relation between values of  $\Theta^\circ$  for the two fuels may change (with respect to the specific combustion conditions).

On the second level, the calorimetric temperature of hot gases resulted from the com-

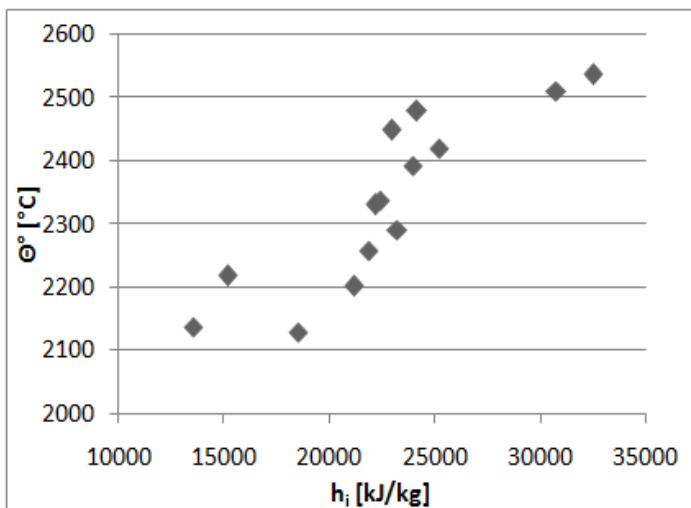


Fig. 1 - Variația temperaturii teoretice în funcție de puterea calorifică inferioară pentru diverși combustibili solizi/ Variation of theoretical temperature with respect to low calorific value for various solid fuels.

reprezintă o caracteristică intrinsecă a combustibilului, reprezentând potențialul lui termochimic degajat la ardere în condițiile precizate. Din acest punct de vedere, Θ° poate fi folosit ca un criteriu de ierarhizare a combustibililor. Dar, dacă pentru un combustibil C<sub>2</sub> temperatura Θ° este mai mare decât aceea a unui combustibil C<sub>1</sub>, nu rezultă decât că:

-combustibilul C<sub>2</sub> are un potențial termochimic intrinsec mai mare decât acela al lui C<sub>1</sub>;

-în condițiile de ardere reale este posibil ca relația de ordine pentru Θ° în cazul celor doi combustibili să se schimbe (în funcție de condițiile concrete de ardere).

La un al doilea nivel se are în vedere definirea unei temperaturi calorimetrice a gazelor de ardere rezultate în urma unei combustii cu un anumit tip de comburant. Temperatura calorimetrică, Θ<sub>cal</sub>, a gazelor de ardere este influențată, pe lângă factorii intrinseci (caracteristicile combustibilului) și de factori extrinseci, cum ar fi: natura și temperatura comburantului, coeficientul excesului de aer (oxigen).

Neglijând entalpia combustibilului introdus în spațiul de ardere (sau incluzând-o în h<sub>i</sub>), Θ<sub>cal</sub> se calculează cu relațiile:

$$\Theta_{cal} = \frac{h_i + V_a \cdot i_a}{V_{ga} \cdot c_{pgm}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3)$$

$$\Theta_{cal} = \frac{h_i + V_a \cdot i_a}{V_{ga} \cdot c_{pgm}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4)$$

în care: V<sub>a</sub> – volumul de aer folosit la ardere (V<sub>a</sub> = λ · V<sub>at</sub>; V<sub>at</sub> – volumul teoretic de aer necesar; λ – coeficientul excesului de aer), în Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup> sau kg. comb.; i<sub>a</sub> – entalpia specifică a aerului (comburantului), în kJ/Nm<sup>3</sup>; V<sub>a</sub><sup>0</sup> – volumul specific de aer folosit la ardere, în Nm<sup>3</sup>/kJ.

Pentru combustibilii a căror compoziție chimică nu este cunoscută, se pot folosi diverse relații empirice prezentate în literatură [12 - 14].

Relațiile (3) și (4) sunt strict valabile pentru combustibilii gazoși și lichizi. Pentru combustibilii solizi, Θ<sub>cal</sub><sup>0</sup> se calculează cu relația:

bustion with a certain type of comburent will be defined. Calorimetric temperature, Θ<sub>cal</sub>, of hot gases is influenced by intrinsic factors (characteristics of the fuel) and extrinsic factors like: type and temperature of comburent, coefficient of air (oxygen) in excess.

Neglecting the enthalpy of the fuel used in combustion (or adding it to h<sub>i</sub>), Θ<sub>cal</sub> is calculated with the following relations:

$$\Theta_{cal} = \frac{h_i + V_a \cdot i_a}{V_{ga} \cdot c_{pgm}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (3)$$

$$\Theta_{cal} = \frac{h_i + V_a \cdot i_a}{V_{ga} \cdot c_{pgm}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4)$$

where: V<sub>a</sub> – volume of air used in combustion (V<sub>a</sub> = λ · V<sub>at</sub>; V<sub>at</sub> – theoretical volume of air; λ – coefficient of air in excess), in Nm<sup>3</sup>/Nm<sup>3</sup> or kg fuel; i<sub>a</sub> – specific enthalpy of air (comburent), in kJ/Nm<sup>3</sup>; V<sub>a</sub><sup>0</sup> – specific volume of air used in combustion, in Nm<sup>3</sup>/kJ.

For fuels with unknown chemical composition, various empiric relations presented in specialty literature can be used [12 - 14].

Relations (3) and (4) can only be used for gaseous and liquid fuels. For solid fuels, Θ<sub>cal</sub><sup>0</sup> is calculated with the following relation:

$$\Theta_{cal}^0 = \frac{h_i - A \cdot i_{TA}}{V_{ga}^0 \cdot c_{pgm} + c_A \cdot A} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5)$$

In order to homogenize the relations for all types of fuels, the ash formation effect from solid fuel combustion may be reflected in the (diminished) value of the low calorific value.

In relations (3) - (5) theoretical volumes of air and hot gases are calculated with respect to chemical composition of the fuel [12, 14]. When the chemical composition is unknown V<sub>at</sub><sup>0</sup> and V<sub>ga</sub><sup>0</sup> are approximated using a series of statistical relations for each type of fuel [12, 14, 15], as presented in Table 2.

This relation is applied to all cases:

$$\theta_{cal}^0 = \frac{h_i - A \cdot i_{TA}}{V_{ga}^0 \cdot c_{pgm} + c_A \cdot A} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (5)$$

unde: A – cenușa rezultată în urma arderii, kg cenușă/kg comb.;  $h_i$  – căldura latentă de topire a cenușii, kJ/kg comb.;  $c_A$  – căldura specifică a cenușii la temperatura  $\theta_{cal}^0$ , kJ/kg·K.

Pentru uniformizarea relațiilor de calcul pentru toate tipurile de combustibili este posibil ca efectul de formare a cenușii unui combustibil solid în urma arderii să fie reflectat în valoarea (diminuată) a puterii calorifice inferioare a acestuia.

În relațiile (3) – (5) volumele teoretice de aer și, respectiv, gaze de ardere, se calculează în funcție de compoziția chimică a combustibilului [12, 14]. Când aceasta nu este cunoscută  $V_{at}^0$  și  $V_{ga}^0$  se aproximează cu o serie de relații statistice stabilite în funcție de tipul de combustibil [12, 14, 15], ca de exemplu cele prezentate în tabelul 2.

În toate cazurile este valabilă relația:

$$V_a = \lambda \cdot V_{at} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ sau kg comb.}] \quad (6)$$

$$V_a = \lambda \cdot V_{at} \quad [\text{Nm}^3/\text{Nm}^3 \text{ or kg fuel}] \quad (6)$$

## 2.2. Combustion parameters which influence the enthalpy of hot gases

From the relation of calorimetric temperature results the specific enthalpy of hot gases,  $i_{ga}$ , which can be calculated with the following relations:

$$i_{ga} = \frac{h_i + V_a \cdot i_a}{V_{ga}} \quad (7)$$

$$i_{ga} = \frac{1 + V_a \cdot i_a}{V_{ga}} \quad (8)$$

$$i_{ga} = \frac{1 + F_1(h_i) \cdot i_a}{F_2(h_i)} \quad (9)$$

where:  $F_1(h_i)$  – specific volume of air with respect to low calorific value;  $F_2(h_i)$  – specific volume of hot gases with respect to low calorific value.

Tabelul 2

Relații de calcul pentru combustibili cu compoziția chimică necunoscută/ Relations for fuels with unknown chemical composition

		V [Nm <sup>3</sup> /kg]	V' [Nm <sup>3</sup> /MJ]
CS	Volumul teoretic de aer/ Theoretical volume of air	$V_{at} = \frac{0.241 \cdot h_i}{1000} + 0.5$	$V'_{at} = 0.000241 + \frac{0.5}{h_i}$
	Volumul de gaze de ardere/ Volume of hot gases	$V_{ga} = \frac{0.213 \cdot h_i}{1000} + 1.65 + (\lambda - 1) \cdot V_{at}$ $V_{ga} = \frac{h_i}{1000} \cdot [0.213 + 0.241 \cdot (\lambda - 1)] + 0.5 \cdot \lambda + 1.15$	$V'_{ga} = \frac{0.213 + 0.241 \cdot (\lambda - 1)}{1000} + \frac{0.5 \cdot \lambda + 1.15}{h_i}$
		V [Nm <sup>3</sup> /kg]	V' [Nm <sup>3</sup> /MJ]
CL	Volumul teoretic de aer/ Theoretical volume of air	$V_{at} = \frac{0.203 \cdot h_i}{1000} + 2$	$V'_{at} = 0.000203 + \frac{2}{h_i}$
	Volumul de gaze de ardere/ Volume of hot gases	$V_{ga} = \frac{0.265 \cdot h_i}{1000} + (\lambda - 1) \cdot V_{at}$ $V_{ga} = \frac{h_i}{1000} \cdot [0.265 + 0.203 \cdot (\lambda - 1)] + 2 \cdot (\lambda - 1)$	$V'_{ga} = \frac{0.265 + 0.203 \cdot (\lambda - 1)}{1000} + \frac{2 \cdot (\lambda - 1)}{h_i}$
		V [Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> ]	V' [Nm <sup>3</sup> /MJ]
CG	Volumul teoretic de aer/ Theoretical volume of air	a. $h_i < 12600$ [kJ/ Nm <sup>3</sup> ] $V_{at} = \frac{0.209 \cdot h_i}{1000}$ b. $h_i > 12600$ [kJ/ Nm <sup>3</sup> ] $V_{at} = \frac{0.260 \cdot h_i}{1000} - 0.25$	a. $h_i < 12600$ [kJ/ Nm <sup>3</sup> ] $V'_{at} = 0.000209$ b. $h_i > 12600$ [kJ/ Nm <sup>3</sup> ] $V'_{at} = 0.000260 - \frac{0.25}{h_i}$
	Volumul de gaze de ardere/ Volume of hot gases	a. $h_i < 12600$ [kJ/ Nm <sup>3</sup> ] $V_{ga} = \frac{0.173 \cdot h_i}{1000} + 1 + (\lambda - 1) \cdot V_{at}$ $V_{ga} = \frac{h_i}{1000} \cdot [0.173 + 0.209 \cdot (\lambda - 1)] + 1$ b. $h_i > 12600$ [kJ/ Nm <sup>3</sup> ] $V_{ga} = \frac{0.272 \cdot h_i}{1000} + 0.25 + (\lambda - 1) \cdot V_{at}$ $V_{ga} = \frac{h_i}{1000} \cdot [0.272 + 0.260 \cdot (\lambda - 1)] - 0.25 \cdot \lambda + 0.5$	a. $h_i < 12600$ [kJ/ Nm <sup>3</sup> ] $V'_{ga} = \frac{0.173 + 0.209 \cdot (\lambda - 1)}{1000} + \frac{1}{h_i}$ b. $h_i > 12600$ [kJ/ Nm <sup>3</sup> ] $V'_{ga} = \frac{0.272 + 0.260 \cdot (\lambda - 1)}{1000} + \frac{0.5 - 0.25 \cdot \lambda}{h_i}$

## 2.2. Parametri ai combustiei care influențează entalpia gazelor de ardere

Din relația de definire a temperaturii calorimetrice rezultă entalpia specifică,  $i_{ga}$ , a gazelor de ardere, care se poate exprima cu relațiile:

$$i_{ga} = \frac{h_i + V_a i_a}{V_{ga}} \quad (7)$$

$$i_{ga} = \frac{1 + V_a i_a}{V_{ga}} \quad (8)$$

$$i_{ga} = \frac{1 + F_2(h_i) \cdot i_a}{F_2(h_i)} \quad (9)$$

în care:  $F_2(h_i)$  – volumul specific de aer funcție de puterea calorifică inferioară;  $F_2(h_i)$  – volumul specific de gaze de ardere funcție de puterea calorifică inferioară.

În timpul arderii, gazele de ardere preiau (o parte din) căldura totală de natură fizică și chimică a amestecului combustibil-comburant, adică  $h_i + I_a$  ( $I_a$  este entalpia comburantului, în  $\text{kJ/Nm}^3$ ).

Deoarece practic, în condiții de ardere precizate, entalpia comburantului la diverse temperaturi  $\Theta_a$  ale acestuia reprezintă o fracție  $k$  din  $h_i$ , se poate defini o putere calorifică inferioară echivalentă a unui combustibil,  $h_i^f$ , cu relația:

$$h_i^f = h_i + I_a = k \cdot h_i \quad [\text{kJ/Nm}^3 \text{ sau kg comb}] \quad (10)$$

Astfel, la arderea gazului metan cu un coeficient al excesului de aer  $\lambda=1,05$ , preîncălzirea acestuia la o temperatură  $\Theta_a=800^\circ\text{C}$  implică o valoare  $k=1,30$ . Dacă  $\Theta_a=1000^\circ\text{C}$ , valoarea lui  $k$  devine 1,66.

De precizat că în raport cu  $h_i$ , care are o valoare constantă pentru un combustibil dat (în funcție numai de compoziția chimică a acestuia),  $h_i^f$  poate lua valori diferite, în raport cu condițiile specifice de ardere. Din acest motiv noul indicator propus,  $h_i^f$ , are o semnificație mai puternică decât  $h_i$ , atunci când se pune problema schimbării unui combustibil (de referință) cu un altul (alternativ). Indicatorul oferă o măsură mai exactă a efectului și eficienței termice a unei astfel de acțiuni. Astfel, este posibil ca un combustibil alternativ cu o valoare  $h_i$  mai mică decât a combustibilului de bază să fie mai eficient termic decât acesta, chiar dacă are  $h_i$  mai mare.

În sfârșit, la un al treilea nivel, se calculează temperatura calorimetrică a gazelor de ardere ținând cont de caracteristicile combustibilului și comburantului, dar și de o serie de indicatori termotehnici ai instalației de clincherizare, cum ar fi consumul specific de căldură,  $C_s$ , în  $\text{kJ/kg cl.}$ , căldura clincherului la ieșirea din cuptor,  $Q_{cl}$ , în  $\text{kJ/kg cl.}$  și randamentul termic al răcitorului,  $\eta_r$ . Astfel, entalpia  $I_a$  a comburantului se calculează cu relația:

$$I_a = V_a \cdot i_a = \frac{\eta_r \cdot Q_{cl}}{C_s} \quad (11)$$

În acest caz, temperatura calorimetrică,  $\Theta_{cal}$ , se calculează cu relația:

During combustion, hot gases take (a part of) the total physical and chemical heat of the fuel-comburent mixture, meaning  $h_i + I_a$  ( $I_a$  is the comburent enthalpy, in  $\text{kJ/Nm}^3$ ).

Because in specified burning conditions the enthalpy of comburent at various temperatures  $\Theta_a$  represents a fraction  $k$  from  $h_i$ , the equivalent low calorific value,  $h_i^f$ , of a fuel can be defined using this relation:

$$h_i^f = h_i + I_a = k \cdot h_i \quad [\text{kJ/Nm}^3 \text{ or kg fuel}] \quad (10)$$

Thus, in methane combustion with a coefficient of air in excess  $\lambda=1.05$ , preheating methane to  $\Theta_a=800^\circ\text{C}$  determines a value of 1.3 for  $k$ . If  $\Theta_a=1000^\circ\text{C}$  the value of  $k$  becomes 1.66.

In comparison with  $h_i$ , which is constant for a given fuel (only depends on the chemical composition),  $h_i^f$  may vary with respect to specific burning conditions. Therefore, the new parameter,  $h_i^f$ , is more significant than  $h_i$  when a (reference) fuel is changed with another (alternative) fuel. This parameter measures more precisely the thermal effect and efficiency of such an action. Thus, it is possible for an alternative fuel, with a value of  $h_i$  lower than  $h_i$  of the reference fuel, to have a higher thermal efficiency.

Finally, on the third level, calorimetric temperature of hot gases is calculated considering the characteristics of fuel and comburent, but also a series of thermo-technical parameters of the clinkering plant like: specific heat consumption,  $C_s$ , in  $\text{kJ/kg cl.}$ , heat of clinker,  $Q_{cl}$ , in  $\text{kJ/kg cl.}$ , and thermal efficiency of the cooler,  $\eta_r$ . Thus, the enthalpy of comburent,  $I_a$ , is calculated with the following relation:

$$I_a = V_a \cdot i_a = \frac{\eta_r \cdot Q_{cl}}{C_s} \quad (11)$$

In this case, calorimetric temperature,  $\Theta_{cal}$ , is calculated with the following relation:

$$\Theta_{cal} = \frac{h_i + \frac{\eta_r \cdot Q_{cl}}{C_s}}{V_{ga} \cdot c_{pgm}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (12)$$

Specific enthalpy of hot gases,  $i_{ga}^0$ , is defined by the following relations:

$$i_{ga}^0 = \frac{h_i + \frac{\eta_r \cdot Q_{cl}}{C_s}}{V_{ga}} \quad [\text{kJ/Nm}^3] \quad (13)$$

$$i_{ga}^0 = \frac{1 + \frac{\eta_r \cdot Q_{cl}}{C_s}}{V_{ga}} \quad [\text{kJ/Nm}^3] \quad (14)$$

$$i_{ga}^0 = \frac{1 + \frac{\eta_r \cdot Q_{cl}}{C_s}}{F_2(h_i)} \quad [\text{kJ/Nm}^3] \quad (15)$$

The real temperature of hot gases is lower than calorimetric temperature because real combustion has a series of heat losses (for example endothermic heat of dissociation processes).

Because dissociation heat loss is theoretically difficult to determine, for rotary kilns practical data analysis shows that the real temperature of hot gases (pyrometric temperature) represents 85% from calorimetric temperature



$$\Theta_{cal} = \frac{h_i + \frac{V_r \cdot Q_{cl}}{C_s}}{V_{ga} \cdot \rho_{gsm}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (12)$$

Entalpia specifică a gazelor de ardere,  $i_{ga}^0$  se explicitează cu formula:

$$i_{ga}^0 = \frac{h_i + \frac{V_r \cdot Q_{cl}}{C_s}}{V_{ga}} \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3] \quad (13)$$

$$i_{ga}^0 = \frac{1 + \frac{V_r \cdot Q_{cl}}{C_s}}{V_{ga}} \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3] \quad (14)$$

$$i_{ga}^0 = \frac{1 + \frac{V_r \cdot Q_{cl}}{C_s}}{F_z(h_i)} \quad [\text{kJ}/\text{Nm}^3] \quad (15)$$

În realitate, temperatura gazelor de ardere este mai mică decât cea calorimetrică pentru că în procesul real de combustie se produc o serie de pierderi de căldură (de exemplu, căldura endotermă a reacțiilor de disociere).

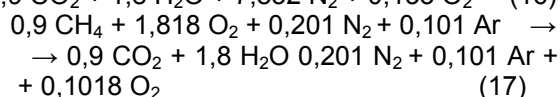
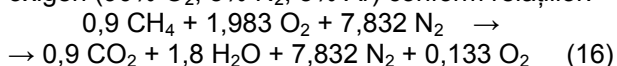
Deoarece este foarte dificil de determinat teoretic căldura pierdută prin disociere, pentru cuptoarele de clincherizare analiza datelor practice a arătat că temperatura reală a gazelor de ardere (temperatura pirometrică) reprezintă 85% din temperatura calorimetrică (calculată).

### 3. Posibilitatea de schimbare a condițiilor de ardere

Înlocuirea parțială sau totală a unui combustibil de referință (convențional) cu un altul alternativ (neconvențional) se poate face în diverse moduri, în funcție și de particularitățile constructive și funcționale ale instalației de clincherizare. Într-un mod sintetic, aceste moduri de operare sunt prezentate în schema din figura 2.

În instalația de clincherizare, arderea clasică a combustibililor presupune utilizarea drept comburant a aerului din mediul ambiant (aer primar) și, respectiv, preîncălzit în răcitorul grătar (aer secundar și terțiar). În unele studii s-a explorat și oportunitatea folosirii drept comburant a aerului îmbogățit cu oxigen, mai ales în cuptoare de temperatură ridicată.

Pentru comparație, se prezintă în tabelul 3 caracteristici ale combustiei unui gaz natural (90% CH<sub>4</sub> și 10% N<sub>2</sub>) în urma arderii în aer, respectiv, în oxigen (90% O<sub>2</sub>, 5% N<sub>2</sub>, 5% Ar) conform relațiilor:



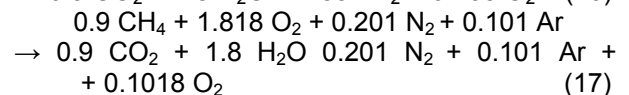
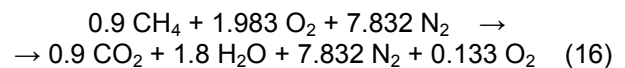
(calculated temperature).

### 3. The possibility of changing burning conditions

Partial or total substitution of a reference fuel (conventional fuel) with an alternative fuel (unconventional fuel) can be accomplished in various ways considering the constructive and functional characteristics of the clinkering plant. These methods are briefly classified in the schema presented in Figure 2.

In a clinkering plant, the comburent for conventional combustion consists in air from the atmosphere (primary air) and air preheated in the grate cooler (secondary and tertiary air). Some studies approached the opportunity of using oxygen enriched air as comburent, especially in high temperature kilns.

In order to make a comparison, Table 3 presents the characteristics of natural gas (90% CH<sub>4</sub> and 10% N<sub>2</sub>) combustion with air and oxygen (90% O<sub>2</sub>, 5% N<sub>2</sub>, 5% Ar) according to the following relations:



Data presented in Table 3 emphasizes the main effects of fuel combustion with oxygen:

- volume of hot gases decreases with almost 86% in comparison with fuel combustion with air, therefore the quantity of polluting emissions released in the atmosphere decreases significantly;

- nitrogen percentage decreases from 73.4% to 10% for fuel combustion with oxygen; nitrogen is not involved in radiative heat transfer and is considered useless, therefore its decrease in hot gases in favor of heteropolar gases (CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O) determines an increase of the heat flow from hot gases to material;

- the 3.5 times increase of CO<sub>2</sub> and H<sub>2</sub>O in hot gases significantly intensifies heat transfer in the rotary kiln, therefore specific heat consumption decreases and/or productivity increases.

When p<sub>O2</sub> is under 100%, which is of more importance in clinkering plants, calculations are made using the following general relations:

$$p_{O_2} = \frac{V_{O_2}^f + 0.209 \cdot V_{Ar}}{V_{O_2}^f + V_{Ar}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (18)$$

$$\lambda = \frac{V_{O_2}^f + 0.209 \cdot V_{Ar}}{V_{O_2}^f} \quad (19)$$

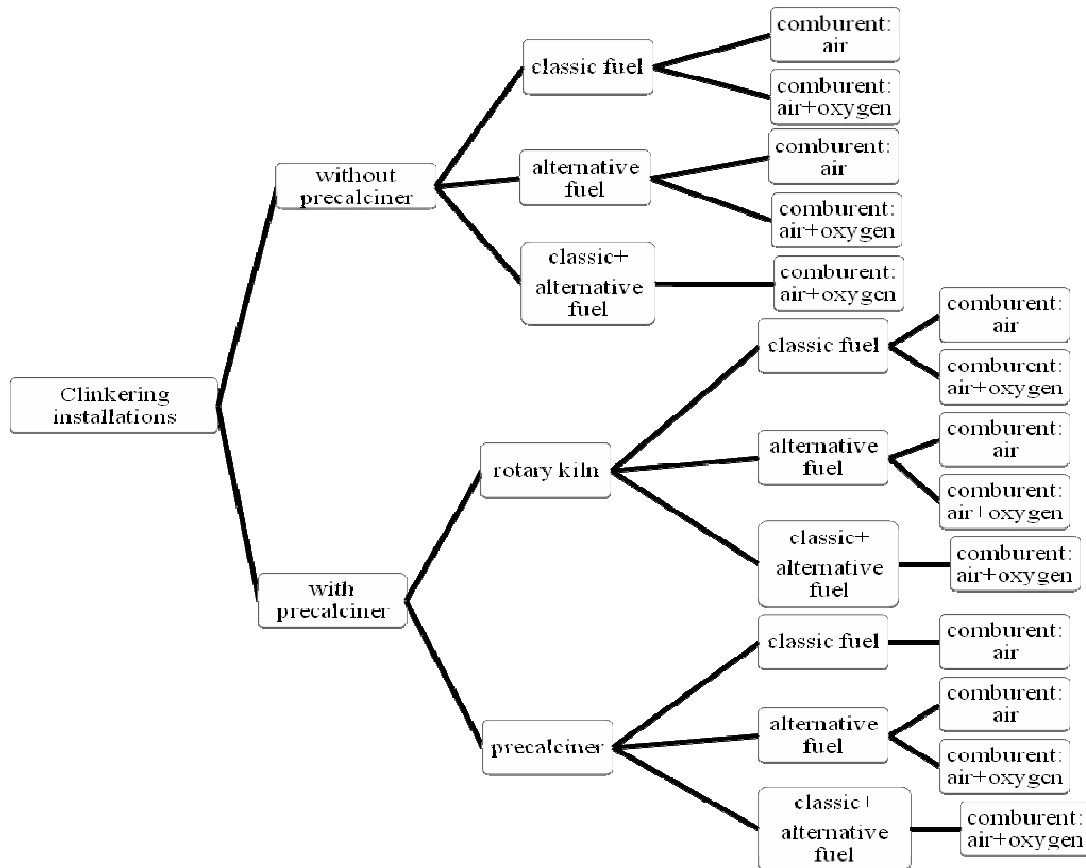


Fig. 2 - Clasificarea instalațiilor de clincherizare în funcție de tipurile de combustibil și de comburant/ Classification of clinkering plants with respect to the type of fuel and comburent.

Tabelul 3

Caracteristici ale combustiei stoichiometrice a gazelor naturale (G.N.) / Characteristics of natural gas combustion (G.N.)

Tip combustie Type of combustion	Reacția de ardere Combustion relation	V <sub>ga</sub> [Nm <sup>3</sup> /Nm <sup>3</sup> ]	Compoziția gazelor de ardere/ Composition of hot gases			
			%CO <sub>2</sub>	%H <sub>2</sub> O	%N <sub>2</sub> /(Ar)	%O <sub>2</sub>
Gaze naturale/aer Natural gas/air	Rel. (16)	8.865	8.4	16.9	73.4	1.3
Gaze naturale/oxigen Natural gas/oxygen	Rel. (17)	1.22	29.8	59.6	10.0	0.6

Datele prezentate în tabelul 3 relevă principalele efecte ale conversiei arderii integral pe oxigen:

- volumul de gaze de ardere scade cu aproximativ 86% față de arderea combustibilului cu aer, ceea ce implică o scădere semnificativă a cantității de emisii cu caracter poluant evacuate în atmosferă;

- procentul de azot din gazele de ardere scade de la 73,4%, în cazul combustiei cu aer, la 10% pentru arderea cu oxigen; în ceea ce privește transferul termic radiativ, azotul nu este implicat și este considerat un balast, astfel scăderea ponderii sale în gazele de ardere în favoarea gazelor heteropolare (CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O) determină o creștere a debitului de căldură transmis în cuptor de la gazele de ardere la material;

- creșterea de 3.5 ori a ponderilor de CO<sub>2</sub> și, respectiv, H<sub>2</sub>O în gazele de ardere determină o îmbunătățire semnificativă a transferului termic din cuptorul rotativ, ceea ce duce implicit la scăderea consumului specific de combustibil și/sau la creșterea productivității instalației de clincherizare.

where:  $p_{O_2}$  – oxygen percentage in comburent mixture;  $V_{O_2}^e$  – volume of added oxygen;  $V_{ar}$  – real volume of air necessary for combustion;  $\lambda$  – coefficient of air in excess;  $V_{O_2}^t$  – theoretical volume of oxygen necessary for combustion.

For methane combustion, the volume of added oxygen,  $V_{O_2}^e$ , and real volume of air,  $V_{ar}$ , can be determined with respect to  $p_{O_2}$  and  $\lambda$ .

$$V_{O_2}^e = \lambda \cdot V_{O_2}^t \cdot \left(1.264 - \frac{26.42}{p_{O_2}}\right) \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]} \quad (20)$$

$$V_{ar} = V_{O_2}^t \cdot \lambda \cdot \left(\frac{100}{p_{O_2}} - 1\right) \cdot 1.264 \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]} \quad (21)$$

$$V_{ga} = 1 + V_{ar} + V_{O_2}^e \text{ [Nm}^3\text{/Nm}^3\text{]} \quad (22)$$

Figures 3 and 4 present the composition of hot gases resulted from methane combustion with air and oxygen enriched air (21%; 25%; 30%; 35%; 40%) for  $\lambda=1$  (Figure 3) and  $\lambda=1.12$  (Figure 4).

Based on the data from Figures 3 and 4 a comparison between methane combustion with air and methane combustion with oxygen enriched air



În cazul, de interes practic mai mare pentru instalațiile de clincherizare, în care  $p_{O_2}$  are valori sub 100%, calculul se face pe baza relațiilor generale:

$$p_{O_2} = \frac{V_{O_2}^e + 0.209 \cdot V_{ar}}{V_{O_2}^e + V_{ar}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (18)$$

$$\lambda = \frac{V_{O_2}^e + 0.209 \cdot V_{ar}}{V_{O_2}^t} \quad (19)$$

în care:  $p_{O_2}$  – procentul de oxigen în amestecul comburant;  $V_{O_2}^e$  – volumul de oxigen adăugat;  $V_{ar}$  – volumul real de aer necesar arderii;  $\lambda$  – coeficientul excesului de aer;  $V_{O_2}^t$  – volumul teoretic de oxigen necesar arderii.

În funcție de  $p_{O_2}$  și  $\lambda$  se poate determina volumul de oxigen adăugat,  $V_{O_2}^e$ , și, respectiv, volumul real de aer,  $V_{ar}$ , pentru cazul în care combustibilul este  $CH_4$ .

$$V_{O_2}^e = \lambda \cdot V_{O_2}^t \cdot \left(1.264 - \frac{26.42}{p_{O_2}}\right) \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (20)$$

$$V_{ar} = V_{O_2}^e \cdot \lambda \cdot \left(\frac{100}{p_{O_2}} - 1\right) \cdot 1.264 \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (21)$$

$$V_{ga} = 1 + V_{ar} + V_{O_2}^e \quad [Nm^3/Nm^3] \quad (22)$$

Figurile 3 și 4 prezintă grafic compoziția procentuală a gazelor de ardere rezultate în urma combustiei  $CH_4$  cu aer și, respectiv, cu un amestec comburant de aer îmbogățit cu oxigen (21%; 25%; 30%; 35%; 40%), pentru două situații:  $\lambda=1$  (figura 3) și, respectiv,  $\lambda=1.12$  (figura 4).

Datele din figurile 3 și 4 permit realizarea unei comparații între arderea metanului cu aer și, respectiv cu aer îmbogățit cu oxigen.

Astfel, pentru un procent de 40% oxigen în amestecul comburant și  $\lambda=1$ , se observă că procentul de azot din gazele de ardere scade de la 71,49% la 50%, în favoarea procentelor de  $CO_2$  și  $H_2O$ , care cresc de la 9,5% la 16,67%, respectiv de la 19,01% la 33,34% în raport cu valorile obținute în cazul arderii clasice cu aer.

can be emphasized. Thus, for 40% oxygen in comburent mixture and  $\lambda=1$  nitrogen percentage decreases from 71.49% to 50% in favor of  $CO_2$  and  $H_2O$ , which increase from 9.5% to 16.67% and from 19.01% to 33.34%, respectively. Therefore, the use of oxygen in comburent mixture determines an increase of heteropolar gases which intensify heat transfer and improve the productivity of the clinkering plant. At the same time, a lower quantity of nitrogen means a lower heat loss with hot gases due to the decrease of their hourly flow.

#### 4. Correlation type of fuel – specific fuel consumption of rotary kiln

Changing fuels in clinkering plants modify burning conditions. Modifications regard the flow and composition of hot gases, radiative heat transfer in rotary kiln from hot gases to material and hot gases-wall-material. Thus, new values are expected for the main thermo-technological parameters of the kiln, like specific heat consumption.

In order to make a comparison two clinkering plants [13] were considered:

- clinkering plant functioning on dry process with a productivity of 800t/24h; it consists of rotary kiln 4x64m, four stage heat exchanger and grate cooler;

- clinkering plant functioning on dry process with a productivity of 3000t/24h; it consists of rotary kiln 5.8x97m, four stage heat exchanger and grate cooler.

The reference liquid fuel, black oil ( $h_f=42700$  kJ/kg), is changed with a gaseous fuel, methane ( $h_f=36700$  kJ/Nm<sup>3</sup>).

The effect of changing the fuel on specific heat consumption should be emphasized, on

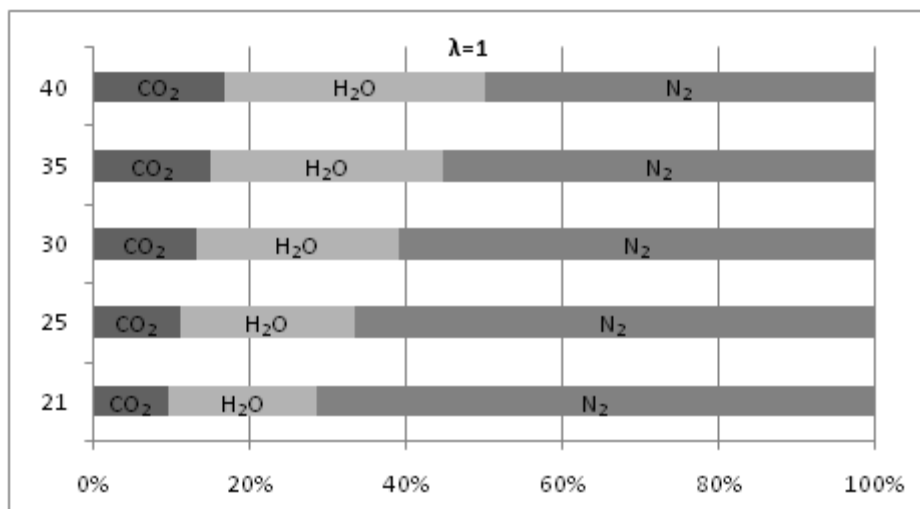


Fig. 3 - Influența procentului de oxigen din amestecul comburant asupra compoziției procentuale a gazelor de ardere în cazul în care coeficientul excesului de aer  $\lambda=1$ / The influence of oxygen percentage in comburent mixture on the composition of hot gases for  $\lambda=1$ .

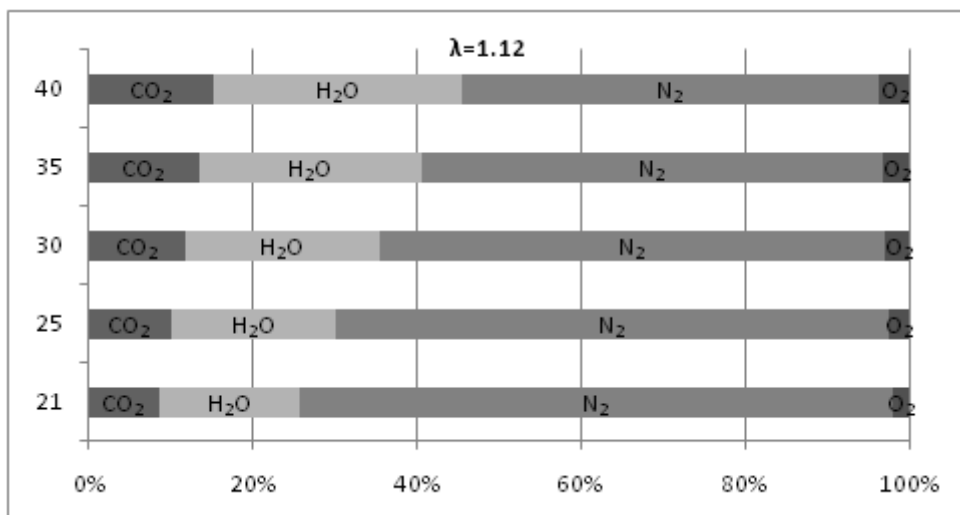


Fig. 4 - Influența procentului de oxigen din amestecul comburant asupra compoziției procentuale a gazelor de ardere în cazul în care coeficientul excesului de aer  $\lambda=1,12$  / The influence of oxygen percentage in comburent mixture on the composition of hot gases for  $\lambda=1.12$ .

Drept urmare, utilizarea oxigenului în amestecul comburant determină creșterea ponderilor gazelor heteropolare care ajută la intensificarea transferului termic și, implicit, la îmbunătățirea productivității instalației de clincherizare. De asemenea, diminuarea cantității de azot duce la micșorarea pierderilor de căldură cu gazele de ardere evacuate din instalație, deoarece scade debitul orar al acestora.

#### 4. Corelația tip de combustibil-consum specific de căldură al cuptorului de clincherizare

O dată cu schimbarea unor combustibili, condițiile de ardere se modifică în instalațiile de clincherizare. Se înregistrează diferențe referitoare la debitul și compoziția gazelor de ardere, transferul termic radiativ gaz-material și gaz-perete-material în cuptorul rotativ. În final, este de așteptat să se înregistreze noi valori pentru principalii indicatori termo-tehnologici ai cuptorului, printre care și consumul specific de căldură.

Pentru exemplificare au fost considerate [13] două instalații:

- instalație de clincherizare de 800t/24h pe procedeul uscat, formată din cuptor rotativ 4x64m, schimbător de căldură în suspensie, cu patru trepte de cicloane și răcitor grătar;

- instalație de clincherizare de 3000t/24h pe procedeul uscat, formată din cuptor rotativ 5,8x97m, schimbător de căldură în suspensie, cu patru trepte de cicloane și răcitor grătar.

Se pune problema schimbării combustibilului lichid de referință, păcură ( $h_i=42700$  kJ/kg), cu un combustibil gazos, gaz metan ( $h_i=36700$  kJ/Nm<sup>3</sup>).

Se urmărește evidențierea efectul schimbării combustibilului asupra consumului specific de căldură, cu condiția impusă ca productivitatea cuptorului să nu se modifice.

În tabelele 4 și 5 sunt prezentate bilanțurile

condition that productivity of the kiln will not change.

Global heat balances for both fuels are presented in Tables 4 and 5 for the clinkering plant with a productivity of 800t/24h (Table 4) and clinkering plant with a productivity of 3000t/24h (Table 5).

Data presented in Tables 4 and 5 emphasize that in order to maintain the same productivity when changing black oil with methane specific heat consumption,  $C_s$ , decreases with 78.6 kJ/kg clinker (for installation with  $P=800t/24h$ ) and 73.33 kJ/kg clinker (for installation with  $P=3000t/24h$ ), respectively. For a clinkering plant with a productivity of 3000t/24h this decrease is equivalent with a fuel reduction of 1700t black oil per year (330 days).

According to heat balance relations, specific heat consumption for a clinkering plant is expressed by the following relation:

$$C_s = \frac{Q_{cl} + Q_f + Q_{gt} + Q_{af} + Q'_{ae} + Q_p + Q_{paf} + Q_{pgt} - Q_{mi} - Q_{at}}{1 + \frac{\lambda \cdot V_{at} \cdot c_{pa} \cdot \Theta_a - V_{ga} \cdot (c_{pga} \cdot \Theta_g + c_p \cdot \Theta_g)}{h_i}} \quad (23)$$

where:  $Q_{paf}$  – heat lost with dust from false air;  $Q_{pgt}$  – heat lost with technological gases;  $\lambda$  – coefficient of air in excess;  $V_{at}$  – theoretical volume of air necessary for combustion;  $c_{pa}$  – specific heat of air at temperature  $\Theta_a$ ;  $\Theta_a$  – air temperature;  $V_{ga}$  – volume of hot gases;  $c_{pga}$  – specific heat of hot gases at temperature  $\Theta_g$ ;  $\Theta_g$  – temperature of hot gases;  $c$  – duct concentration in hot gases;  $c_p$  – specific heat of duct at temperature  $\Theta_g$ .

In a clinkering plant, reference fuel, methane, is partially substituted with black oil using as comburent either air (case 1) or oxygen enriched air (case 2). Relations are presented in Table 6.

where:  $x$  – the fraction of black oil which substitutes methane;  $h_i$  – low calorific value of

termice globale, în cele două variante de utilizare a combustibilului, pentru instalația cu productivitatea de 800t/zi (tabelul 4) și, respectiv, instalația cu productivitatea de 3000t/zi (tabelul 5).

methane;  $h_i'$  – low calorific value of black oil; ‘ – symbol for black oil; ° - symbol for combustion with oxygen enriched air.

The influence of partial substitution of

**Tabelul 4**

Bilanț termic al unei instalații de clincherizare de 800t/24h pe procedeul uscat, cu cuptor rotativ 4x64m, cu schimbător de căldură în suspensie, cu patru trepte de cicloane, ardere cu păcură și, respectiv, gaze naturale./ Heat balance of clinkering plant functioning on dry process with a productivity of 800t/24h which consists of rotary kiln 4x64m, four stage heat exchanger and grate cooler

Nr. crt./ No	Poziții de bilanț/ Balance entry	Cuptor 800t/24h/ Kiln 800t/24h				ε
		Combustibil lichid/ Liquid fuel		Combustibil gazos/ Gaseous fuel		
		Q <sub>CL</sub> [kJ/kg.cl.]	%	Q <sub>CG</sub> [kJ/kg.cl.]	%	
<b>A. Intrări/ Inputs</b>						
1	Cu combustibil/ With fuel, C <sub>s</sub>	3792.66	98.80	3714.06	98.77	2.072
2	Cu materia primă/ With raw meal, Q <sub>mi</sub>	46.09	1.20	46.09	1.23	0
Total intrări/ Total inputs		3838.75	100	3760.15	100	2.048
<b>B. Ieșiri/ Outputs</b>						
1	Cu clincherul/ With clinker, Q <sub>cl</sub>	81.71	2.13	81.71	2.17	0
2	Cu gazele din combustie/ With combustion gases, Q <sub>ga</sub>	188.30	4.91	185.20	4.93	1.646
3	Cu gazele tehnologice/ With technological gases, Q <sub>gt</sub>	58.91	1.53	58.91	1.57	0
4	Cu aerul în exces/ With air in excess, Q <sub>ae</sub>	59.29	1.54	57.62	1.53	2.817
5	Aer exces la răcire clincher/ Air in excess in clinker cooling, Q' <sub>ae</sub>	398.05	10.37	402.24	10.70	-1.053
6	Căldura de formare/ Formation heat, Q <sub>f</sub>	2429.40	63.29	2429.40	64.61	0
7	Preparare păcură/ Black oil preparation, Q <sub>pp</sub>	78.60	2.05	-	-	100
8	Pierderi prin pereți/ Heat loss through walls, Q <sub>p</sub>	544.49	14.18	545.07	14.49	-0.107
Total ieșiri/ Total outputs		3838.75	100	3760.15	100	2.048

**Tabelul 5**

Bilanț termic al unei instalații de clincherizare de 3000t/24h pe procedeul uscat, cu cuptor rotativ 5,8x97m, cu schimbător de căldură în suspensie, cu patru trepte de cicloane, ardere cu păcură și, respectiv, gaze naturale./ Heat balance of clinkering plant functioning on dry process with a productivity of 3000t/24h; it consists of rotary kiln 5.8x97m, four stage heat exchanger and grate cooler

Nr. crt./ No	Poziții de bilanț/ Balance entry	Cuptor 3000t/24h/ Kiln 3000t/24h				ε
		Combustibil lichid/ Liquid fuel		Combustibil gazos/ Gaseous fuel		
		Q <sub>CL</sub> [kJ/kg.cl.]	%	Q <sub>CG</sub> [kJ/kg.cl.]	%	
<b>A. Intrări/ Inputs</b>						
1	Cu combustibil/ With fuel, C <sub>s</sub>	3536.11	98.71	3462.78	98.69	2.074
2	Cu materia primă/ With raw meal, Q <sub>mi</sub>	46.09	1.29	46.09	1.31	0
Total intrări/ Total inputs		3582.20	100	3508.87	100	2.047
<b>B. Ieșiri/ Outputs</b>						
1	Cu clincherul/ With clinker, Q <sub>cl</sub>	81.71	2.28	81.71	2.33	0
2	Cu gazele din combustie/ With combustion gases, Q <sub>ga</sub>	175.56	4.90	172.67	4.92	1.646
3	Cu gazele tehnologice/ With technological gases, Q <sub>gt</sub>	58.91	1.64	58.91	1.68	0
4	Cu aerul în exces/ With air in excess, Q <sub>ae</sub>	55.27	1.54	53.71	1.53	2.823
5	Aer exces la răcire clincher/ Air in excess in clinker cooling, Q' <sub>ae</sub>	406.43	11.35	402.24	11.46	1.031
6	Căldura de formare/ Formation heat, Q <sub>f</sub>	2429.40	67.82	2429.40	69.24	0
7	Preparare păcură/ Black oil preparation, Q <sub>pp</sub>	73.32	2.05	-	-	100
8	Pierderi prin pereți/ Heat loss through walls, Q <sub>p</sub>	301.60	8.42	310.23	8.84	-2.861
Total ieșiri/ Total outputs		3582.20	100	3508.87	100	2.047

Legendă: ε – abaterea relativă;  $\varepsilon = \left(1 - \frac{Q_{CG}}{Q_{CL}}\right) \cdot 100$ ; (Q)<sub>CG</sub>, (Q)<sub>CL</sub> - cantitatea de căldură asociată fiecărei poziții de bilanț termic pentru instalația de clincherizare unde combustia se realizează cu combustibil gazos, respectiv, lichid

where: ε – relative deviation;  $\varepsilon = \left(1 - \frac{Q_{CG}}{Q_{CL}}\right) \cdot 100$ ; (Q)<sub>CG</sub>, (Q)<sub>CL</sub> - quantity of heat associated to each heat balance entry for clinkering plant using gaseous and liquid fuel, respectively.

Analizând datele prezentate în tabelele 4 și 5 rezultă că menținerea productivității constante la înlocuirea combustibilului de referință, păcură, cu gaz metan determină scăderea consumului specific de căldură,  $C_s$ , al instalației de clincherizare cu 78,6 kJ/kg.clincher (în cazul instalației cu  $P=800t/zi$ ) și, respectiv, 73,33 kJ/kg.clincher (în cazul instalației cu  $P=3000t/zi$ ). Această scădere, pentru o productivitate a instalației de 3000t/24h, este echivalentă cu o economie de combustibil pe an (330 zile) de circa 1700t păcură.

Pentru o instalație de clincherizare, ținând seama de relațiile de bilanț termic de proiectare, consumul specific de combustibil se poate scrie sub forma:

$$C_s = \frac{Q_{cl} + Q_f + Q_{gt} + Q_{af} + Q'_{as} + Q_p + Q_{paf} + Q_{pgt} - Q_{mi} - Q_{as}}{1 + \frac{\lambda \cdot V_{at} \cdot c_{pa} \cdot \theta_a - V_{ga} \cdot (c_{pga} \cdot \theta_g + c \cdot c_p \cdot \theta_g)}{h_i}} \quad (23)$$

unde:  $Q_{paf}$  – căldura pierdută cu praful din aerul fals;  $Q_{pgt}$  – căldura pierdută cu gazele tehnologice;  $\lambda$  – coeficientul excesului de aer;  $V_{at}$  – volumul teoretic de aer necesar arderii;  $c_{pa}$  – căldura specifică a aerului la temperatura  $\theta_a$ ;  $\theta_a$  – temperatura aerului;  $V_{ga}$  – volumul de gaze de ardere;  $c_{pga}$  – căldura specifică a gazelor de ardere la temperatura  $\theta_g$ ;  $\theta_g$  – temperatura gazelor de ardere;  $c$  – concentrația de praf în gazele de ardere;  $c_p$  – căldura specifică a prafului la temperatura  $\theta_g$ .

Se pune problema substituirii parțiale a combustibilului de referință, gaz metan, cu păcură, în situațiile în care comburantul este aer (caz 1), respectiv aer îmbogățit cu oxigen (caz 2). Relațiile de calcul sunt prezentate în tabelul 6.

methane with black oil on specific heat consumption of rotary kiln for the two cases is presented in Table 7.

Data from Table 7 show that in the case of fuel combustion with air ( $\rho_{O_2}=20.9\%$ ) partial substitution of methane with black oil does not bring important changes in specific heat consumption. The explanation consists in the similar values of specific air volume and hot gases volume for the two fuels, thus fuel substitution in this case can be imposed by other technological or economical aspects. For case 2 the data confirm that the use of air enriched oxygen determines the decrease of specific fuel consumption of the rotary kiln. Heat balances show that for both fuels (methane and/or black oil) the use of 40% oxygen in the comburent mixture determines a decrease of 5-6% in specific heat consumption.

The effect of using oxygen enriched air in combustion is even more important considering that kiln's productivity increases, as well. Thus, a higher productivity implies even lower values of specific heat consumption.

### 5. Conclusions

Over the past two or three decades a series of objective aspects have determined an expansion of the number of fuels used in clinkering plants, including wastes from other industries (used tires, animal meal, used oils).

The substitution of a reference fuel with another one implies certain changes of the main thermo-technological parameters of the kiln. These consequences may be emphasized using a mathematical model based on relations of partial

Tabelul 6

Relații de calcul/ Relations

Caz 1/ Case 1	Caz 2/ Case 2
$Q_a = \lambda \cdot V_{at} \cdot \frac{c_s \cdot (1-x)}{h_i} \cdot c_{pa} \cdot \theta_a$ $Q_a' = \lambda' \cdot V_{at}' \cdot \frac{c_s \cdot x}{h_i'} \cdot c_{pa} \cdot \theta_a$ $Q_{ga} = V_{ga} \cdot \frac{c_s \cdot (1-x)}{h_i} \cdot c_{pga} \cdot \theta_g$ $Q_{ga}' = V_{ga}' \cdot \frac{c_s \cdot x}{h_i'} \cdot c_{pga} \cdot \theta_g$ $Q_{pg} = (V_{af} + V_{gt} + V_{ga} \cdot \frac{c_s \cdot (1-x)}{h_i}) \cdot c \cdot c_p \cdot \theta_g$ $Q_{pg}' = (V_{af} + V_{gt} + V_{ga}' \cdot \frac{c_s \cdot x}{h_i'}) \cdot c \cdot c_p \cdot \theta_g$	$Q_a^o = (V_{ar}^o + V_{O_2}^o) \cdot \frac{c_s \cdot (1-x)}{h_i} \cdot c_{pa} \cdot \theta_a$ $Q_a^{i^o} = (V_{ar}^{i^o} + V_{O_2}^{i^o}) \cdot \frac{c_s \cdot x}{h_i'} \cdot c_{pa} \cdot \theta_a$ $Q_{ga}^o = V_{ga}^o \cdot \frac{c_s \cdot (1-x)}{h_i} \cdot c_{pga} \cdot \theta_g$ $Q_{ga}^{i^o} = V_{ga}^{i^o} \cdot \frac{c_s \cdot x}{h_i'} \cdot c_{pga} \cdot \theta_g$ $Q_{pg}^o = (V_{af} + V_{gt} + V_{ga}^o \cdot \frac{c_s \cdot (1-x)}{h_i}) \cdot c \cdot c_p \cdot \theta_g$ $Q_{pg}^{i^o} = (V_{af} + V_{gt} + V_{ga}^{i^o} \cdot \frac{c_s \cdot x}{h_i'}) \cdot c \cdot c_p \cdot \theta_g$
Notatii/ Notations: $A = \lambda \cdot V_{at} \cdot c_{pa} \cdot \theta_a - V_{ga} \cdot (c_{pga} \cdot \theta_g + c \cdot c_p \cdot \theta_g)$ $A' = \lambda' \cdot V_{at}' \cdot c_{pa} \cdot \theta_a - V_{ga}' \cdot (c_{pga} \cdot \theta_g + c \cdot c_p \cdot \theta_g)$	Notatii/ Notations: $A = \lambda \cdot V_{at} \cdot c_{pa} \cdot \theta_a - V_{ga} \cdot (c_{pga} \cdot \theta_g + c \cdot c_p \cdot \theta_g)$ $A^o = (V_{ar}^o + V_{O_2}^o) \cdot c_{pa} \cdot \theta_a - V_{ga}^o \cdot (c_{pga} \cdot \theta_g + c \cdot c_p \cdot \theta_g)$ $A^{i^o} = (V_{ar}^{i^o} + V_{O_2}^{i^o}) \cdot c_{pa} \cdot \theta_a - V_{ga}^{i^o} \cdot (c_{pga} \cdot \theta_g + c \cdot c_p \cdot \theta_g)$
$\frac{C_s'}{C_s} = \frac{1 + \frac{A}{h_i}}{1 + \frac{A}{h_i} \cdot (1-x) + \frac{A'}{h_i} \cdot x}$	$\frac{C_s'}{C_s} = \frac{1 + \frac{A}{h_i}}{1 + \frac{A^o}{h_i} \cdot (1-x) + \frac{A^{i^o}}{h_i} \cdot x}$

în care:  $x$  – fracția de păcură care substituie combustibilul de referință, gazul metan;  $h_i$  – puterea calorifică inferioară a gazului metan;  $h_i'$  – puterea calorifică inferioară a păcurii;  $'$  – indice corespunzător păcurii;  $^{\circ}$  – indice corespunzător arderii cu aer îmbogățit cu oxigen.

Influența substituirii parțiale a gazului metan cu păcură asupra consumului specific de căldură al cuptorului rotativ de clincherizare pentru cele două situații, în funcție de fracția  $x$ , este prezentată în tabelul 7.

Datele din tabelul 7 evidențiază pentru cazul 1, unde combustia se realizează cu aer drept comburant ( $p_{O_2}=20,9\%$ ), că substituirea parțială a

and/or general mass and heat balances.

Fuel combustion with a mixture of oxygen enriched air determines the decrease of nitrogen in hot gases. The immediate consequences are higher values of hot gases temperature and a lower flow of hot gases. Thus, the heat transfer from hot gases to material is intensified and heat losses decrease, while thermo-technical parameters of the kiln improve.

Preliminary results presented in this paper emphasize a decrease of specific heat consumption due to the use of oxygen enriched air. Therefore, besides the method classic fuel + (air and oxygen), the method classic and/or alternative fuel + (air and oxygen) appears as more interesting for industrial practice.

\*\*\*\*\*

Tabelul 7

Influența substituirii gazului metan cu păcură asupra consumului specific de căldură al cuptorului de clincherizare  
The influence of partial substitution of methane with black oil on specific heat consumption of rotary kiln

X	$p_{O_2}$	$C_s'/C_s$	X	$p_{O_2}$	$C_s'/C_s$	X	$p_{O_2}$	$C_s'/C_s$
<b>0</b>	<b>20.9</b>	<b>1.0000</b>	<b>0.2</b>	<b>20.9</b>	<b>0.9992</b>	<b>0.4</b>	<b>20.9</b>	<b>0.9985</b>
0	23	0.9870	0.2	23	0.9863	0.4	23	0.9855
0	26	0.9726	0.2	26	0.9718	0.4	26	0.9709
0	29	0.9614	0.2	29	0.9606	0.4	29	0.9597
0	32	0.9525	0.2	32	0.9517	0.4	32	0.9508
0	35	0.9453	0.2	35	0.9444	0.4	35	0.9435
0	38	0.9393	0.2	38	0.9384	0.4	38	0.9375
0	40	0.9358	0.2	40	0.9349	0.4	40	0.9340
<b>0.1</b>	<b>20.9</b>	<b>0.9996</b>	<b>0.3</b>	<b>20.9</b>	<b>0.9988</b>	<b>0.5</b>	<b>20.9</b>	<b>0.9981</b>
0.1	23	0.9867	0.3	23	0.9859	0.5	23	0.9851
0.1	26	0.9722	0.3	26	0.9713	0.5	26	0.9705
0.1	29	0.9610	0.3	29	0.9601	0.5	29	0.9593
0.1	32	0.9521	0.3	32	0.9512	0.5	32	0.9504
0.1	35	0.9448	0.3	35	0.9440	0.5	35	0.9431
0.1	38	0.9388	0.3	38	0.9379	0.5	38	0.9370
0.1	40	0.9353	0.3	40	0.9344	0.5	40	0.9336

gazului metan cu păcură nu duce la modificarea semnificativă a consumului specific de căldură.

Acest lucru se explică prin faptul că volumele specifice de aer necesar arderii și, respectiv, volumele specifice de gaze de ardere corespunzătoare acestor doi combustibili prezintă valori relativ apropiate, în aceste condiții intersanjabilitatea putând fi dictată de alte considerente (tehnologice, economice). În același timp, pentru cazul 2 datele din tabelul 7 confirmă faptul că utilizarea drept comburant a aerului îmbogățit cu oxigen determină scăderea consumului specific de căldură al cuptorului de clincherizare. Datele de bilanț termic indică faptul că indiferent de tipul de combustibil utilizat (gaz metan și/sau păcură), pentru procente de până la 40% de oxigen în comburantul utilizat se produce o reducere de 5-6% a consumului specific de căldură.

În realitate, efectul adității de oxigen în aerul de ardere este și mai puternic dacă se ține seama că în același timp are loc și o creștere a productivității cuptorului. Și această creștere de productivitate determină, în final, o scădere și mai importantă a consumului specific de căldură.

## 5. Concluzii

În ultimele două-trei decenii o serie de realități obiective au determinat lărgirea gamei de combustibili utilizabili în instalațiile de clincherizare, inclusiv deșeuri combustibile din alte industrii (anvelope uzate, făină de oase, uleiuri uzate, etc.).

Înlocuirea unui combustibil considerat de referință cu un altul determină unele modificări ale principalilor indicatori termotehnologici ai instalației de clincherizare. Evidențierea consecințelor se poate realiza cu ajutorul unui model matematic bazat pe relații de bilanțuri de materiale și, respectiv, termice parțiale și/sau generale.

Arderea combustibililor cu un amestec aer-oxigen conduce la o diminuare a conținutului de  $N_2$  în gazele de ardere. Urmarea imediată este creșterea temperaturii gazelor de ardere și micșorarea debitului de gaze calde evacuate din instalație. În final, rezultă o intensificare a transferului termic gaze de ardere-material și o scădere a pierderilor de căldură, cu influențe pozitive asupra unor indicatori termotehnici ai arderii și cuptorului rotativ.

Rezultatele preliminare care au fost prezentate în lucrare relevă o scădere a consumului specific de căldură când se utilizează oxigen suplimentar la ardere. Astfel, pentru practica industrială, pe lângă varianta combustibil clasic + (aer și oxigen), devine interesantă și varianta combustibil clasic și/sau alternativ + (aer și oxigen).

#### REFERENCES

1. R. Frankenberger, Die Brennverfahren der Zementindustrie, ZKG, 1968, (2), 73.
2. H. Rechmeier, Der funfstufige Warmaustauscherofen zum Brennen von Klincher aus Kalkstein und Olschiefer, ZKG, 1970, **23**, (6), 249.
3. B. Mayer, Erweiterung des Zementwerkes donghae/slidkores unter besonderer Berücksichtigung eines Vorkalzinationsverfahrens mit minderwertiger Kohle, ZKG, 1977, (3), 117.
4. xxx, Old tires-new fuel, Rock products, 1980.
5. W. Graaf, Combustion de neumations asados y de combustibles alternatives, Cemento Hormigon, 1982.
6. V.N. Sahmagon, Ispolzovanie tementnoi promislenosti zambejnih, strab nizkokaloriinog topliva, Tement, 1982, (1).
7. O. Hochdahl, Erfahrungen und Gresichtspunkte beim Einzotz von Ersatzbrennstoffen, ZKG, 1978, (9), 421.
8. R. Naredi, Einsatz fester Brennstoffe bei Zusatzfeuerung von Zementdrehofen, ZKG, 1983, **36**, (4), 185.
9. H. Riemann, Brennstoff aus Hausmüll für die Zementindustrie, ZKG, 1983, **36**, (4), 190.
10. G. Niculae, Wastes co-incineration în the clinker kilns at Carpatcement Holding – impact on emissions and on clinker quality, Romanian Journal of Materials, 2006, **36**, (1), 42.
11. D. Radu, Z. Ghizdăveț, and A. David, Comparative evaluation criteria for thermo-chemical potential of fuels. Implications in the cement industry, Romanian Journal of Materials, 2009, **39**, (4), 326
12. J.H. Brunklaus, Industrial kilns, Technical Publishing House, Bucharest, 1977.
13. xxx, National Institute of Cement CEPROCIM S.A., Manual of the engineer in the cement industry, vol. II, Technical Publishing House, Bucharest, 1999.
14. I. Teoreanu, H. Rehner, M. Thaler, and D. Radu, Calculating operations, equipments and thermo-technological installations from silicate industry: Problems and design examples, Didactical and Pedagogical Publishing House, Bucharest, 1983.
15. D. Radu, A. David, and Z. Ghizdăveț, The influence of some thermo-technical parameters on the flow and chemical composition of the hot gases exhausted from the clinkering plants, Romanian Journal of Materials, 2010, **40**, (3), 183.

\*\*\*\*\*

## MANIFESTĂRI ȘTIINȚIFICE / SCIENTIFIC EVENTS

### 1<sup>st</sup> Intl. Conf. for PhD students in Concrete

4 -7 November, 2012

Technical University  
Facility of Civil Engineering  
Cluj-Napoca, Romania

To promote the new scientific generation in civil engineering and to develop stronger and more organized relationships between universities, national and international research funding agencies and the new researcher generations in civil engineering.

#### Contact:

Dr. Dumitru Moldovan  
Technical University  
25 Baritiu

Cluj-Napoca, Romania 400020

Website: <http://www.sens-group.ro/CE2012>

E-mail: [dumitru.moldovan@dst.utcluj.ro](mailto:dumitru.moldovan@dst.utcluj.ro)

Phone: 40-762-67-68-14

\*\*\*\*\*