

BILAN THERMIQUE QUASI-STATIQUE D'UN FOUR ARTISANAL EN ARGILE

**Abdoulaye Ouédraogo*, Florent P. Kiéno, Tizane Daho, Joseph D. Bathiébo
Raguilnaba Ouédraogo**

*Unité de Formation et de Recherche en Sciences Exactes et Appliquées ; Université de Ouagadougou,
03 BP 7021, Burkina Faso*

(Reçu le 12/06/2006 – Accepté après corrections le 20/07/2007)

Summary: This study presents the performances of clay made kiln fired by agricultural wastes, which inside maximum combustion temperature is well above 1000 °C. The kiln thermal efficiency estimated to be 10%, a result published in the literature, is obtained based on a quasi-steady analysis of heat and mass transfer through the combustor. Additional investigations show that, the excess air carries away about 53 % and the thermal inertia of the kiln itself retains 23% of the total combustion heat. These data, give the best indications on how to proceed during the next investigations to optimise the performances of the kiln, which are: best control of the entire firing process and reduction of the entire kiln mass through thinner and lower combustor walls.

Key words: Kiln, biomass, ceramic, combustion, performances.

Résumé : On étudie les performances d'un four artisanal construit en argile compactée, utilisant des déchets végétaux comme combustible et permettant d'atteindre des températures supérieures à 1000°C. Le bilan thermique, objet de cette étude est obtenu en déterminant les transferts thermiques quasi-statiques lors de la cuisson de canaris. On atteint un rendement de l'ordre de 10 % prédit par la littérature, la plus grande partie de l'énergie de combustion étant emportée par les fumées (53 %) et le reste emmagasinée dans la masse du four lui-même (23 %). La réduction de ces pertes donc l'optimisation des performances du four passe par les voies suivantes : la maîtrise de la cuisson elle-même, la réduction de la masse du four ainsi que de ses ouvertures.

Mots clés : Four artisanal, biomasse, céramique, combustion, performances

I. INTRODUCTION

D'un point de vue technologique, les fours intermittents sont considérés comme des systèmes à très mauvais rendement thermique, car la quantité de chaleur utilisée au chauffage des pièces elles-mêmes est faible. La plus grande partie sert à chauffer le four ou s'échappe par les ouvertures sous forme de pertes. Dans le contexte des pays sahéliens, la persistance dans l'utilisation du bois énergie comme combustible dans ces fours constitue un fléau d'un point de vue de la déforestation du fragile couvert végétal. Ainsi, l'optimisation de la masse de bois-énergie à brûler qui doit conduire à l'optimisation du four lui-même, puis la substitution

définitive du bois-énergie par les résidus de récoltes est donc le but recherché à court et moyen terme. En effet, ces activités de cuisson consomment de très grandes quantités de combustibles, mais constituent également une source de revenus non négligeable pour les femmes. Le four étudié comporte quatre tuyères aménagées au pied du four et servent également à l'alimentation en combustible. Pour recevoir les pièces, l'intérieur est planté d'un total de neuf (9) dômes en terre d'une hauteur de 30 cm environs, dont un dôme central et deux (dômes secondaires) de chaque côté d'une tuyère. Nous présenterons d'abord les techniques de

* Auteur de correspondance abdoulay@univ-ouaga.bf

cuisson et le bilan thermique de l'opération suivi des résultats, discussion et perspectives.

Protocole de mesures

et le dôme central (figure 1b). On obtient au total une première couche de douze (12) canaris dont les cols sont situés sur un

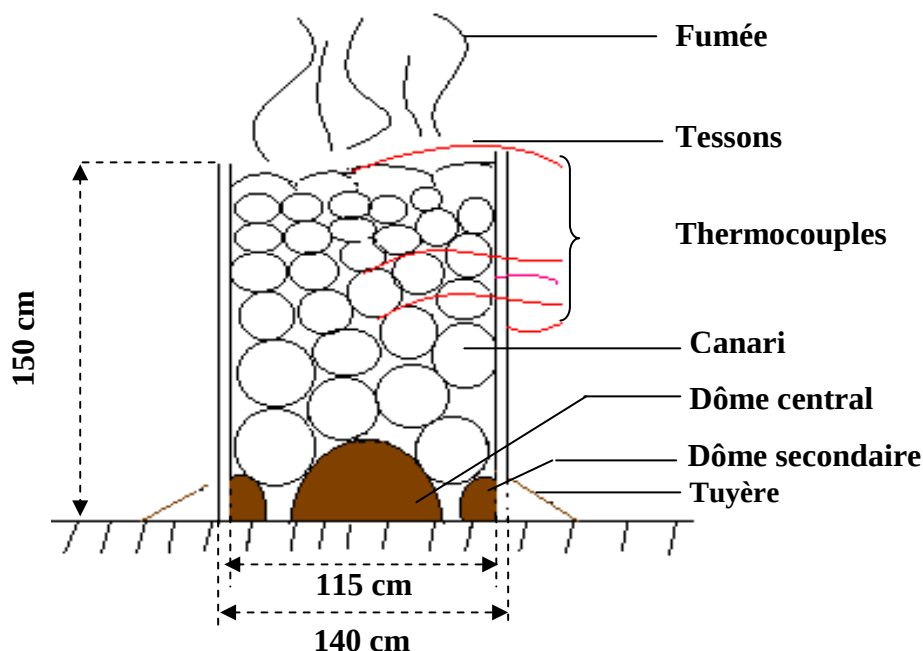


Figure 1a : Four artisanal à murai et prise de température

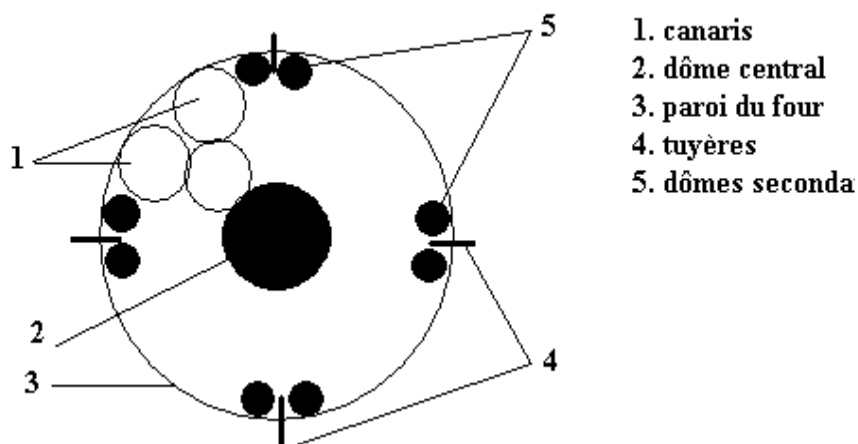


Figure 1b : disposition de la première couche de canaris

Préparation du four

Disposition de la première couche de canaris: Entre deux dômes secondaires voisins sont disposés deux canaris, l'un contre l'autre et l'ensemble contre le mur, les cols tournés vers le bas. Un troisième canari est disposé contre les deux premiers

plan de même hauteur que celle des dômes. Les tuyères sont ainsi dégagées, la combustion ayant lieu en dessous du lit. De plus, la disposition des dômes laisse penser que les premières couches ne peuvent être que des canaris de taille bien précise tandis

que les couches suivantes sont disposées de sorte à laisser des vides entre les rangées pour le passage de l'air chaud. Lorsque le four est plein, on recouvre la fournée de tessons (bris de canaris cuits) pour empêcher les pertes d'énergie par convection et radiation par le haut (figure 1a) tout en laissant des ouvertures à dessin pour le tirage. La charge totale du four est de 35 canaris représentant une charge d'environ une centaine de kilogrammes d'argile, à 30% [6] de teneur en eau base humide.

Préchauffage du four : Il se fait en deux étapes : au cours de la première étape on introduit par les tuyères les cendres chaudes de feu de tige de mil allumé à proximité de chaque tuyère ; l'étape dure une vingtaine de minute environ. Après ce préchauffage initial, c'est la deuxième étape où le feu est introduit pour une minute environ toujours par les tuyères à l'intérieur du four en secouant vigoureusement pour que la chaleur puisse traverser rapidement l'écran formé par les couches inférieures et atteindre les couches supérieures. Cette période dure entre 20 et 30 mn.

Cuisson : La cuisson proprement dite a lieu en fin de préchauffage ; elle consiste à introduire complètement et de façon systématique les tiges à l'intérieur du four mais en activant le feu produit pour que toute la charge s'enflamme. La fin de la cuisson est indiquée par l'apparition dans la partie supérieure du four d'une flamme dont la couleur se situe entre le jaune pâle et le blanc. On cesse alors d'alimenter le four en combustible.

Températures de cuisson : Le relevé des températures s'est effectué manuellement par intervalle de 5 mn à l'aide de deux Thermomètres à thermocouple de marque BIOBLOCK SCIENTIFIC, à une et à quatre voies. La figure 2 ci-dessous indique les gradients de température à l'intérieur du four. Dans une première

phase (40 minutes) le séchage du matériau se poursuit à température moyenne. Celles ci restent inférieures à 250°C. On voit bien le réchauffement graduel du four avec les températures fournies par les thermocouples placés au niveau des tessons, à 2/3 environ du bas du four et à son milieu. Par la suite, le matériau est porté à haute température, ($T > 900^\circ\text{C}$) pendant une trentaine de minutes.

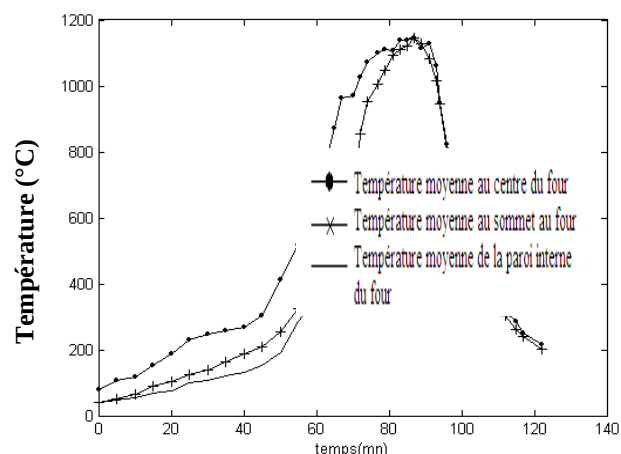


Figure 2: Signal temporel de températures de différentes parties du four.

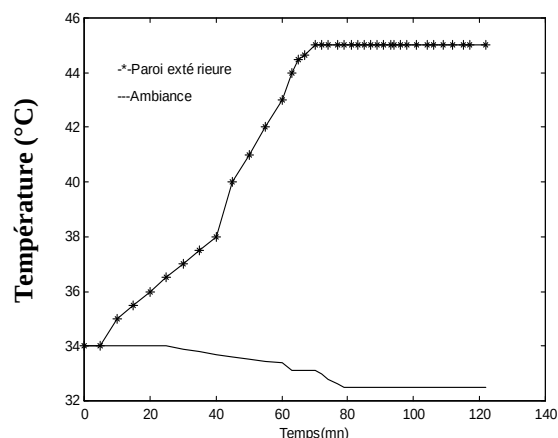


Figure 3: Evolution des températures des parois extérieure et ambiante

La figure 3, elle illustre l'inertie thermique du four. La période sur laquelle porte le bilan thermique est un cycle complet de cuisson de 2 heures, allant du séchage à basse température à la cuisson à haute température, puis au refroidissement en convection naturelle. En se basant sur les règles établies par l'Association Technique de l'Industrie du Gaz en France ^[1], on peut

évaluer le bilan thermique quasi-statique du four en déterminant les flux énergétiques entrant et sortant (combustibles, air, produits de combustion, eau, vapeur, matière traitée etc).

Bilan thermique quasi-statique du four

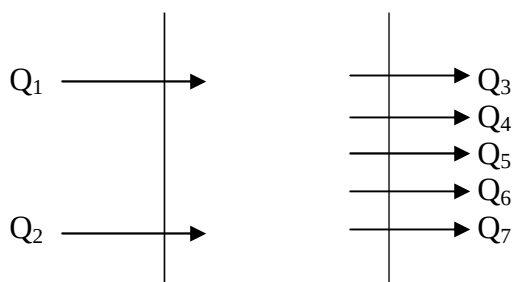


Figure 4 : Energies entrant et sortant du four

Le bilan thermique du système s'écrit: $Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7 = 0$

Energie fournie par le combustible : Elle est évaluée à partir du PCI ^[2] des tiges de mil en vrac: $Q_1 = M_0 \text{ PCI}$

Energie fournie par l'air : La détermination de celle-ci nécessite la connaissance du débit d'air. L'air introduit est constitué d'air de combustion et de l'air parasite (joints, four en dépression, tuyères etc). Il est donc difficile d'effectuer une mesure de débit et de ce fait, on se base de préférence sur l'analyse des produits de combustion qui permet de calculer le facteur d'air (ou taux d'aération) F_a . Cet indice se situe en général entre 1.5 et 2.5 pour la biomasse ^[3].

L'énergie Q_2 apportée par l'air se calcule comme suit

$$Q_2 = H_{\text{air}} \cdot V_a \cdot \rho_c$$

L'enthalpie de l'air, H_{air} est déterminée par la relation classique suivante ^[4]:

$$H_{\text{air}} = h_a = 1.005 T_a + H_{ab} (2501.7 + 1.82 T_a)$$

Cette valeur peut être également obtenue à l'aide du diagramme psychrométrique. On évalue donc le volume total d'air utilisé au cours du cycle par la relation :

$$V_a = F_a \cdot V_c \cdot M_0$$

Où V_c est le pouvoir comburivore du bois égale à $4 \text{ m}^3/\text{kg}$ et assimilé ici à celui des tiges de mil.

Energie perdue par les produits de combustion: Le four étant largement ouvert et aucun dispositif n'étant prévu pour contrôler l'admission de l'air de combustion, deux cas extrêmes peuvent se produire selon que le courant d'air ambiant est relativement important ou faible. On assiste alors respectivement, à des excès ou à des déficits d'air, entraînant des pertes énormes d'énergie. En cas de déficit d'air en particulier, une grande partie du combustible ne prend pas part à la combustion et ressort sous forme de gaz combustibles (CO , H_2 , CH_4 ,...) et d'imbrûlés solides (carbone, carbone suie...). A ceci s'ajoute l'énergie sensible des gaz de combustion et des cendres. Puisque aucune réaction réelle ne peut être vraiment complète, l'un des aspects de la problématique des performances de la cuisson dans ces fours ouverts reste centré sur le processus de contrôle de ces pertes. Procédons d'abord à la détermination du rendement de combustion qui est exprimé à l'aide de la formule classique suivante:

$$\eta(\%) = 100\% - Q_p$$

Où Q_p est la somme des pertes sur PCI. Dans les conditions quasi-statiques, l'une des approches utilisées consiste à déterminer une valeur approchée de ces pertes.

Pertes (sur PCI) dues aux gaz combustibles (seul le CO est pris en compte): $Q_{\text{pch}} = Q_{\text{CO}} \times V_{\text{CO}}/\text{PCI}$, Q_{CO} (kJ/Nm^3) la chaleur de combustion et V_{CO} le volume spécifique (Nm^3/kg) que nous assimilons à celui de l'air à la température des fumées.

Pertes dues aux imbrûlés Q_{pimb} ; elle est donnée par relation de Siegert ci-après (divisé par Q_1) :

$$Q_{\text{pimb}} = f \frac{T_{\text{fum}} - T_a}{\text{CO}_2} \quad [5]$$

Où T_{fum} désigne la température moyenne des fumées (250°C), T_a la température de l'air de combustion mesurée dans l'ambiant à l'aide de thermomètre ordinaire (33°C), f facteur spécifique lié au

combustible tandis que [CO₂], est donnée par l'expression :

$$CO_2 = \frac{CO_{2max}(21 - O_2)}{21}$$

[CO₂]max [5], est produit dans les conditions de combustion stœchiométrique du combustible et

[O₂] (15%), l'oxygène résiduel mesuré dans les fumées. Ces grandeurs sont tirées d'une étude similaire ^[6] à savoir: même dimensions de four, même types de canaris et de combustible et ajout d'un analyseur de gaz de marque testoterm 350 au protocole de mesure. On obtient finalement:

$$Q_3 = (1 - \eta) M_b \cdot PCI$$

Energie utile : L'énergie utile correspond à celle réellement absorbée par la charge. Ainsi,

$$Q_4 = mCp_m (T_{max} - T_a) + Me \cdot Lv +$$

Q_r

Dans cette expression, le premier terme représente la chaleur sensible reçue par le matériau sec, le deuxième correspond à la chaleur latente de l'eau contenue dans le matériau tandis que le troisième est l'énergie totale de cristallisation. $Q_r = H_r \times M_{argile} \times m_{canari}$

Où H_r est l'énergie de cristallisation d'une mole (520×10^3 J/mole) ^[7], M_{argile} masse molaire de l'argile (300 g) ^[7] et m_{canari} = masse de la fournée (250 kg)

Pertes thermiques au niveau des parois:

Ces pertes se font essentiellement par convection contre la paroi interne, puis se transmettent par conduction jusqu'à la paroi externe et finalement par convection dans l'ambient. En particulier, en prenant le four comme un cylindre creux de rayon extérieur r_e et intérieur r_i , la conduction est exprimée par la relation classique ^[8]:

$$Q_5 = \int_0^t \phi_5 dt = \frac{2\pi\lambda_b h}{\ln(r_e/r_i)} \int_0^t (T_{pe} - T_{pi}) dt$$

Le transfert de l'énergie de l'intérieur à l'extérieur du four s'exprime par les égalités suivantes:

$$\phi_5 = \frac{T_f - T_{pi}}{1/h_i S} = \frac{T_{pi} - T_{pe}}{(1/2\pi\lambda_b h) \text{Log}(r_e/r_i)} = \frac{T_{pe} - T_a}{1/h_e S}$$

Les mesures de températures sont faites avec un pas de temps $\Delta t = 5$ min, l'intégrale est alors évaluée à l'aide de la méthode des trapèzes. On pose $f(i)$ égale au gradient de température entre les parois internes et externes à un instant (i) donné, à savoir: $f(i) = T_{pi}(i) - T_{pe}(i)$, on obtient alors, l'expression suivante:

$$Q_5 = \frac{2\pi\lambda_b h}{\text{Log}(r_e/r_i)} \Delta t \left(\frac{f_1 + f_{n+1}}{2} + \sum_{i=2}^n f_i \right);$$

Avec $f_1 = f(1)$, $f_{n+1} = f(34)$ et $f_i = f(i)$ ($i = 2, \dots, 33$)

Cette intégrale est ensuite évaluée numériquement, tous les paramètres étant connus.

Pertes thermiques au niveau des ouvertures :

Ces ouvertures sont permanentes, et le calcul des pertes est assez complexe; en supposant en première approximation que les données de l'ATG ^[1] sont applicables, alors les pertes thermiques à travers les ouvertures en fonction de la température moyenne du four sont données par l'expression suivante :

$$Q_6 = \int_0^t Q_p(T_f) \cdot S \cdot dt$$

Où $Q_p(T_f)$ représente les pertes thermiques par unité de surface ouverte et par unité de temps et dont l'expression est donnée ci-dessous. A partir des données de la température moyenne du four en fonction du temps, on obtient par interpolation, la fonction représentée sur la figure 5.

$$Q_p(T_f) = \exp(0.0035 \cdot T_f + 4.2346)$$

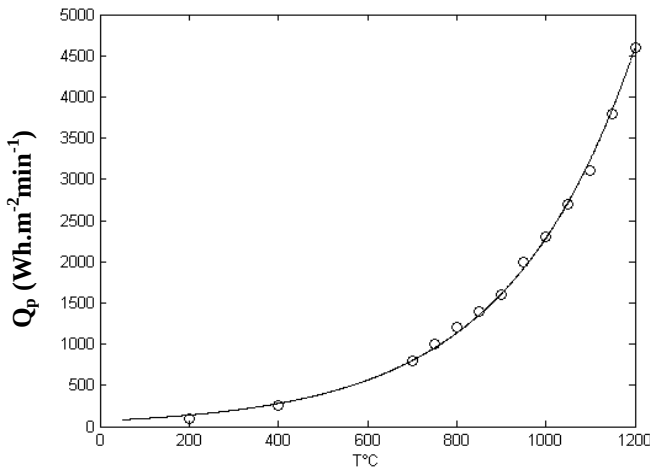


Figure 5: Pertes thermiques dues aux ouvertures suivant la température du four

T_f étant connu expérimentalement, on calcule un $Q_p(T_f)$ moyen sur le pas de temps considéré. L'intégrale Q_6 est alors évaluée comme précédemment par la méthode des trapèzes:

$$Q_6 = S\Delta t \left(\frac{Q_{p1} + Q_{p_{n+1}}}{2} + \sum_{i=2}^n Q_{pi} \right); \text{ Avec } Q_{pi} = Q_p(T_f(i))$$

Energie emmagasinée dans la masse du four et dans les tessons : C'est celle qui est restituée par le four à l'arrêt du chauffage. En admettant un profil de température linéaire dans la paroi du four suivant la direction radiale, et en considérant que toute cette masse revient à la température T_a , il vient que:

$$T(r) = ar + b$$

Où en fonction des données on a: $a = 1100/(r_i - r_e)$ et $b = 6205$. Ainsi les coefficients a et b sont déterminés à partir des températures des parois internes et externes du four où r vaut respectivement r_i et r_e à un instant donné. L'énergie emmagasinée dans la masse du four s'écrit alors:

$$Q = \int_{r_i}^{r_e} C_p(T(r) - T_a)dm(r) = 2\pi H\rho C_p a \left(\frac{r_e^3}{3} - \frac{r_i^3}{3} + (b - T_a) \left(\frac{r_e^2}{2} - \frac{r_i^2}{2} \right) \right)$$

Tenant compte des tessons recouvrant la partie supérieure, l'énergie totale s'écrit :

$$Q_7 = m_t(T_{\max} - T_a) + 2\pi H\rho C_p a \left(\frac{r_e^3}{3} - \frac{r_i^3}{3} + (b - T_a) \left(\frac{r_e^2}{2} - \frac{r_i^2}{2} \right) \right)$$

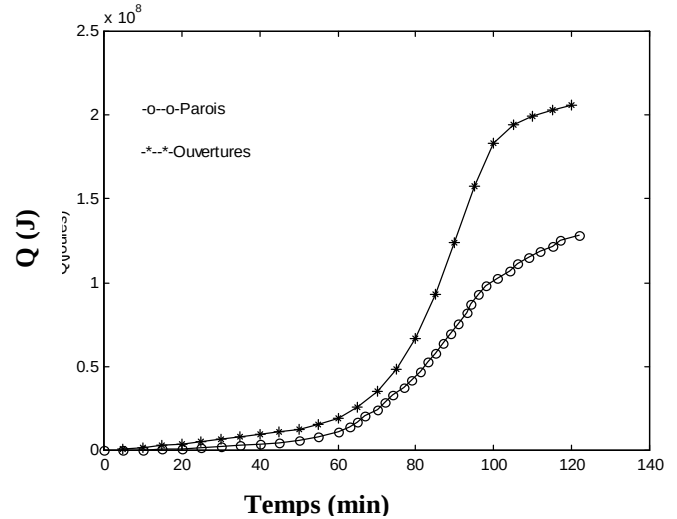


Figure 6: Evolution des pertes thermiques aux niveaux des parois et des ouvertures

Résultats et analyse du bilan thermique

Les calculs donnent un rendement de combustion η très faible de l'ordre de 45.5%; ce fait peut expliquer une concentration élevée de CO d'environ 2000 ppm mesurée lors de la deuxième expérience [6]. Les incertitudes de mesure, notamment sur les débits d'air, et les produits de combustion (fluctuation de régime, implantation des points de mesures, paramètres, etc..) conduisent à une incertitude relative sur les énergies entrante et sortante calculée de la façon suivante : $(Q_e - Q_s)/Q_e = 2.27\%$; avec $Q_e =$

$$Q_1 + Q_2. \text{ et } Q_s = \sum_{i=3}^7 Q_i$$

La littérature évaluent généralement ces incertitudes entre 2 et 5% [1]. En effet, il est souvent nécessaire de faire de légers ajustements pour avoir un bilan thermique conforme dues à ces fluctuations; on se résume très souvent à jouer sur les paramètres fournis par la littérature. En définissant un rendement par rapport à l'énergie utile : $R = Q_4 / (Q_1 + Q_2)$, on trouve une valeur de l'ordre de 10%, ce qui est conforme aux prédictions. De même, on constate dans ce Tableau, que la plus grande partie de l'énergie de combustion est emportée par les fumées (53 %) et emmagasinée dans la masse du four (23 %).

Tableau I : Grandeurs utilisées au cours de l'expérience

Grandeur	Valeur	unité	Grandeur	Valeur	unité
C_{pms}	922 [9]	J/(kg.K)	X_m	0.2143	
f	0.74 [5]	Sans unité	PCI	13585 [2]	kJ/kg
Fa	2 [3]	Sans unité	r_e	0.700	m
Hab	0.0125	%	r_i	0.5750	m
M_o	250	kg	T_a	37	°C
m	105	kg	T_{fum}	490	°C
X	0.3	%	λ_b	0.6	W/(m. K)

totale sortante. De nombreuses améliorations sont donc nécessaires en vue d'optimiser le bilan thermique, notamment :

- L'adjonction d'une cheminée amovible à la place des tessons de poterie
- Le garnissage réfractaire des parois internes
- La maîtrise du taux d'aération
- La détermination du taux de charge conduisant au meilleur rendement.

Tableau II : Bilan thermique du four

Entrées			Sorties		
Apport d'énergie	Valeurs (J)	%	Energie:Utile et sortant du four	Valeurs (J)	%
Combustible (Q_1)	2.8868e+009	96.25	Produits de combustion (Q_3)	1.5736e+009	53.68
Air (Q_2)	1.1240e+008	3.75	Energie utile (Q_4)	2.9066e+008	9.92
			Parois (Q_5)	1.2799e+008	4.37
			Ouvertures (Q_6)	2.6202e+008	8.94
			Masse du four (Q_7)	6.7690e+008	23.1
Total	2.9992e+009	100%	Total	2.9312e+009	100%

Conclusion et perspectives

Le four des potières de POA (village situé à environ 60 km au sud-ouest de Ouagadougou), classé Type III ^[10], de conception primaire, permet néanmoins d'atteindre des températures maximales de l'ordre de 1145°C. Les avantages de ce type de four simple à tirage ascendant sont évidents. On procède d'abord par un « petit feu » en début de cuisson et un « feu violent » en fin de cuisson. Les gaz chauds et les flammes transmettent directement leur chaleur aux pièces en passant à travers l'enfournement. Les murs du four construits avec une argile locale dont les propriétés physico-chimiques ont été analysées ^[11], portent des traces d'émaux céramiques sur leurs surfaces internes et réfléchissent l'énergie rayonnée vers l'intérieur. Les calculs montrent cependant que l'énergie emmagasinée dans la masse du four (23%) reste très élevée. L'énergie utile ne représente que 10% de l'énergie

Ces aspects seront pris en compte dans la prochaine étude sur l'optimisation des performances thermiques de ce type de four.

BIBLIOGRAPHIE

- [1]. Association Technique de l'industrie du Gaz (ATG), Bilan thermique, Gaz d'aujourd'hui N°6, 2000.
- [2]. Rocher P., Manuel du gestionnaire de projets ENR et URE, Cabinet d'études Métrol, AFME Sophia Antipolis, 1991
- [3]. Nussbaumer T., Schweizer Bau Dokumentation, BHMSV 00550-0800, 2000.
- [4]. Kenneth W., Thermodynamics, fourth edition, McGraw-Hill, 412 pp. 1983.
- [5]. Analyseur de combustion, Mode d'emploi et guide de maintenance, Vers.4/29.05.96

- [6] Quasi-steady investigation and optimisation of a rural kiln, Vol. 5 N° 1 & 2, *Global Journal of Pure and Applied Sciences* (20006), pp.
- [7] Traoré K. Thèse, Docteur des universités de Limoges et de Ouagadougou, université de Limoges, 05 juin 2003
- [8] Frank K., 1973. Principles of heat transfer, third edition, HARPER & ROW, 30 pp.
- [9]. Lide D. R.. CRC Handbook of Chemistry and Physics, 81st edition 2000-2001
- [10]. Rapport d'activités du Groupe de recherche sur les matériaux locaux du Burkina Faso, UFR-SEA/SVT, Université de Ouagadougou, décembre 2004.
- [11]. Kabré T. S., Traoré K., Blanchard P. *Applied Clay Science*, Vol. 12, Issue 6 (1998), Elsevier, pp. 463-477

Nomenclature

C_{p_e} : chaleur massique de l'eau (J/(kg K))
 C_{p_m} : chaleur massique moyenne du matériau humide (J/(kg K))
 $C_{p_{ms}}$: chaleur massique du matériau sec (J/(kg K))
 F : coefficient de calcul du rendement de combustion des tiges de mil (sans unité)
 F_a : facteur d'air ou taux d'aération (sans unité)
 H : hauteur du four (m)
 H_{ab} : humidité relative de l'air (%)
 h_e : coefficient d'échange thermique global par convection-rayonnement au niveau de la paroi externe du four ($W / (m^2 K)$)
 h_i : coefficient d'échange thermique global par convection-rayonnement au niveau de la paroi interne du four ($W / (m^2 K)$)
 HR : humidité relative de l'air (%)
 L_v : chaleur latente de vaporisation de l'eau (J/kg)
 m : charge (kg)

M_e : masse d'eau à évaporer (kg)
 M_o : masse totale de combustible (kg)
 PCI : pouvoir calorifique inférieur (J/kg)
 Q_1 : énergie fournie par les tiges de mil (J)
 Q_2 : énergie fournie par l'air (J)
 Q_3 : énergie perdue par les produits de combustion (J)
 Q_4 : énergie utile ou énergie absorbée par le produit (J)
 Q_5 : pertes thermiques au niveau des parois (J)
 Q_6 : pertes thermiques au niveau des ouvertures (J)
 Q_e : énergie entrant (J)
 Q_s : énergie sortant (J)
 r_e : rayon extérieur (m)
 r_i : rayon intérieur (m)
 T_a : température de l'air ambiant ($^{\circ}C$)
 T_f : température moyenne du four ($^{\circ}C$)
 T_{fu_m} : température moyenne des fumées ($^{\circ}C$)
 T_h : température de bulbe humide ($^{\circ}C$)
 T_{p_e} : température moyenne externe des parois ($^{\circ}C$)
 T_{p_i} : température moyenne interne des parois ($^{\circ}C$)
 V_c : pouvoir comburivore (kg d'air/kg de combustible)
 X : teneur initiale en eau de la charge (base humide)
 X_m : teneur moyenne en eau du matériau (base sèche)
 Δt : pas de temps (s)
 λ_b : conductivité thermique du banco ($W/(m K)$)
 η : rendement de combustion (%)
 ρ_c : masse volumique du combustible (kg/m^3)

Remerciements

Les auteurs voudraient remercier AIRE-développement (Agence pour l'Investissement dans la Recherche à l'Etranger, 213, rue la Fayette. F. 75010 Paris), pour avoir financé ce travail à travers la Convention n°: D-8-BFA-015-1.