

REPUBLIQUE DU NIGER
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR,
DE LA RECHERCHE ET DE L'INNOVATION

UNIVERSITÉ DAN DICKO DANKOULOODO DE MARADI



Faculté des Sciences et Techniques
Département de Physique

MÉMOIRE

PRÉSENTÉ POUR L'OBTENTION D'UN MASTER

Spécialité : Système Energétique Durable pour Société en Développement

(2SED)

**Thème : MODELISATION ET SIMULATION DE LA
PERFORMANCE DU FOUR SOLAIRE DE L'AGENCE
NATIONALE DE L'ENERGIE SOLAIRE (ANERSOL ex CNES)**

Présenté par :

Mahamadou YACOUBA AMADOU

Encadré par :

Dr. Hamidou AROUNA SALEY, UDDM/Niger

Encadreur du stage :

Dr. Daouda ABDOULAYE AMADOU (ANERSOL)

Supervisé par :

Prof. Saïdou MADOUGOU, Professeur
titulaire, UAM/Niger

Soutenu le 15 septembre 2020 devant le jury composé de :

Amadou SEIDOU H. MAÏGA, Professeur titulaire, UGB/Sénégal (Président)

Saïdou MADOUGOU, Professeur titulaire, UAM/Niger (membre),

Hamidou AROUNA SALEY, Maître-Assistant. UDDM/Niger (membre)

Année académique 2019-2020

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

- ✓ *Ma chère Maman qu'Allah me la garde.*

- ✓ *Mon défunt Papa, pour son sacrifice, et qui n'a jamais cessé de m'encourager de son vivant qu'Allah lui pardonne.*

Remerciements

En premier Allah, Créateur des cieux et de la terre, pour ses immenses grâces à mon égard.

Je tiens à remercier les différentes personnes qui ont rendu possible l'aboutissement de ce travail:

- ✓ Dr. AROUNA SALEY Hamidou, mon directeur de mémoire, pour l'honneur que j'ai eu de travailler avec lui ainsi que pour sa confiance en moi,
- ✓ Nous adressons nos sincères remerciements aux membres du jury, Amadou SEIDOU H. MAÏGA, Professeur titulaire, UGB/Sénégal et Saïdou MADOUGOU, Professeur titulaire, UAM/Niger pour le temps consacré à la lecture du document et aux remarques et suggestions apportées pour enrichir ce travail,
- ✓ Dr. ABDOULAYE AMADOU Daouda pour sa disponibilité constante malgré les énormes charges liées à leurs fonctions lors de mon passage à l'ANERSOL,
- ✓ Dr ABANI MAIDAOUA Ali, Pour l'aide apporté dans la simulation du modèle,
- ✓ Tous les enseignants de l'Université Dan Dicko Dankoulodo de Maradi en particulier ceux du département de physique,
- ✓ M. TAMBOURA Mahamadou de l'Agence National d'Energie Solaire pour sa contribution non négligeable à ma formation sur la méthode des plans d'expériences d'une part et pour le don de matériels d'autre part. Qu'il trouve ici mes sincères remerciements,
- ✓ Toute ma famille en générale, mes frères, sœurs en particulier,
- ✓ A ma cousine Mme IRO Memouna pour son accueil pendant mes séjours de stage à Niamey,
- ✓ De façon particulière, la Directrice Générale de l'ANERSOL Dr. Mariam PABYAM SIDO pour son accueil chaleureux. Ce mémoire est rendu possible grâce à vous.

Résumé

Au Niger, l'utilisation du bois pour la cuisson provoque la déforestation et la rareté de cette ressource, aggravant ainsi les impacts des changements climatiques sur l'écosystème. D'autres part, l'utilisation des sources énergétiques conventionnelles conduit à de sérieux problèmes environnementaux. La présente étude a pour but de contribuer à la réduction de ces impacts environnementaux au moyen de l'utilisation optimale de l'énergie solaire comme source de substitutions. L'étude se base sur la modélisation et la simulation de la performance du four solaire type boîte, construit par l'Agence Nationale de l'Energie Solaire (ANERSOL), en vue d'identifier les dimensions et les caractéristiques optimales du four à construire et à tester.

Une étude comparative entre les résultats de simulation et les résultats des tests expérimentaux sur le four construit par l'ANERSOL a permis de valider le modèle théorique utilisé et à construire un nouveau four. La validation du modèle utilisé a été faite à partir de l'analyse de l'évolution des températures simulées et expérimentales de la plaque absorbante et de la vitre extérieure. Les courbes obtenues (simulées et expérimentales) ont la même allure aussi bien pour la plaque absorbante que pour la vitre extérieure. Pour le cas de la vitre extérieure un écart moyen de l'ordre de $25,5^{\circ}\text{C}$ a été obtenu. Quant à la plaque absorbante l'écart moyen est de l'ordre de 65° à 100°C . La température expérimentale de la plaque absorbante augmente progressivement avec le temps jusqu'à atteindre un maximum de 126°C à 13h, les valeurs expérimentales fluctuent autour des valeurs simulées, alors que la valeur prédite est de 200°C , avec un écart de 74°C par rapport à la valeur expérimentée. Le modèle développé dans cette étude est capable donc de prédire les températures des éléments du four avec des valeurs un peu proches des données expérimentales. Le programme de simulation ainsi validé a permis de déterminer les dimensions optimales du four proposé (*configuration B*) avec un rendement thermique de $91,02\%$. Il a été trouvé qu'un four avec une inclinaison de 15° par rapport à la surface horizontale, une épaisseur de 20 mm entre les deux vitres et une distance de 20 cm entre la plaque absorbante et la vitre intérieure, produirait une performance meilleure avec un écart relatif de $2,68\%$ que celle fournit par le four de l'ANERSOL (*configuration A*) qui a un rendement thermique de $88,34\%$. Cette étude est soutenue par, *P. Ngom et al / J. Sci.* [36] et *B.G. Danshehu and H. Saley* [37].

Mots clés : Eclairage solaire, four solaire boîte, surface réceptrice inclinée, rendement thermique, évaluation des performances.

Abstract

In Niger, the use of wood for cooking causes deforestation and the scarcity of this resource, thus worsening the impacts of climate change on the ecosystem. Others on the other hand, the use of conventional energy sources leads to serious problems environmental. The purpose of this study is to help reduce these impacts environment through the optimal use of solar energy as a source of substitutes. The study is based on the modeling and simulation of oven performance solar box type, built by the National Solar Energy Agency (ANERSOL), with a view to identify the optimum dimensions and characteristics of the furnace to be built and tested.

A comparative study between the simulation results and the results of experimental tests on the furnace built by ANERSOL validated the theoretical model used and build a new oven. The validation of the model used was made from the analysis of the evolution of the simulated and experimental temperatures of the absorbent plate and the glass exterior. The curves obtained (simulated and experimental) have the same appearance as well for the absorbent plate than for the outer glass. For the case of the outer glass a gap average of around 25.5°C was obtained. As for the absorbent plate, the average difference is around 65°C to 100°C . The experimental temperature of the absorbent plate increases gradually over time until reaching a maximum of 126°C at 1:00 p.m., the values experiments fluctuate around the simulated values, while the predicted value is 200°C , with a deviation of 74°C from the tested value. The model developed in this study is therefore able to predict the temperatures of the elements of the furnace with values a little close to experimental data. The simulation program thus validated made it possible to determine the optimal dimensions of the proposed furnace (*configuration B*) with an efficiency thermal of **91.02%**. It was found that a furnace with an inclination of 15° with respect to the horizontal surface, a thickness of 20 mm between the two panes and a distance of 20 cm between absorbent plate and inner glass, would produce better performance with gap relative of **2.68%** than that supplied by the ANERSOL furnace (*configuration A*) which has a thermal efficiency of **88.34%**. This study is supported by, **P. Ngom and al / J. Sci. [36]** and **B.G. Danshehu and H. Saley [37]**.

Keywords: Solar illumination, solar box furnace, inclined receiving surface, thermal efficiency, performance evaluation.

Table des matières

Dédicaces	i
Remerciements	ii
Résumé	iii
Abstract	iv
Sigles et abréviation	viii
Liste des figures.....	x
Liste des tableaux	xii
Introduction générale.....	1
Chapitre 1 : Étude bibliographique.....	3
Introduction	3
I. Etat de l'art des fours solaires	3
1.1 Définition et principe générale du four solaire.....	3
1.2 Historique	3
1.3 Le four solaire d'Odeillo	4
1.4 Les technologies du four solaire.....	4
II. Bibliographie concernant les performances	7
2.1 Bibliographie concernant les performances thermique:	7
2.2 Bibliographie concernant l'isolation	9
2.3 Synthèse bibliographique	11
Conclusion.....	12
Chapitre 2 : Etude thermique.....	13
Introduction	13
I. Energie solaire.....	13
1.1 Eclairage Solaire	13
1.2 Eclairage d'un matériau	13
1.3 Le rayonnement thermique.....	14
1.4 Rayons Solaires	14
1.5 Constante Solaire.....	14
1.6 Irradiation journalière sur un plan horizontal	15
1.7 Eclairage solaire Absorbé.....	16
II. Le Transfert de chaleur	16
2.1 Champ de température.....	16
2.2 Gradient de température	17
2.3 Le mode de transfert de chaleur	17
2.3.1 Conduction	18
2.3.2 Convection.....	19

2.3.3 Rayonnement.....	19
2.4 Propriétés thermiques des matériaux.....	20
2.4.1 Conductivité thermique (λ).....	20
2.4.2 Résistance thermique (R).....	20
2.4.3 Diffusivité thermique (a).....	21
2.4.4 Effusivité thermique (b).....	21
2.4.5 Emissivité (ϵ).....	21
2.4.6 Capacité thermique (C).....	22
2.5 Couverture transparente et surface absorbante.....	22
2.5.1 Couverture transparente.....	22
2.5.2 Surface absorbante.....	23
2.5.3 Récepteur (absorbeur).....	24
2.5.4 Température du ciel.....	25
III. Gisement solaire au Niger.....	25
Conclusion.....	27
Chapitre 3 : Modélisation et simulation du four solaire.....	28
Introduction.....	28
I. Principe de fonctionnement.....	28
1.1 Description du modèle.....	29
1.2 Bilan énergétique du four.....	30
II. Hypothèses simplificatrices de base.....	33
2.1 Evaluation des échanges thermiques du four.....	34
2.1.1 Approche theorique.....	34
2.1.1.1 Echange de chaleur entre la 1 ^{er} vitre et le milieu exterieur.....	34
2.1.1.2 Echange de chaleur entre la 2 ^e vitre et l'absorbeur.....	35
2.1.1.3 Echange de chaleur entre la 1 ^{ère} et la 2 ^e vitre.....	36
III. Méthode de calcul.....	38
3.1 Principe de simulation.....	38
3.1.1 Le programme principal.....	38
IV. Simulation numerique du four.....	41
4.1 Description des fours.....	41
4.2 Parametres physiques.....	41
Conclusion.....	43
Chapitre 4 : Etude expérimentale.....	44
Introduction.....	44
I. Dispositif expérimental.....	44
1.1 Description d'essai.....	44

1.2	Caractéristiques du four.....	45
	Vue de face extérieure du four	46
II.	Les instruments de mesures utilisés	46
2.1	Mesure des différentes températures	46
2.2	Mesure du rayonnement solaire.....	47
2.3	Mesure de la vitesse du vent.....	47
2.4	Acquisitions des données	48
2.5	Schéma synoptique de la chaine de mesures	48
III.	Déroulement des tests expérimentaux	49
3.1	Essai à vide.....	49
3.1.1	Essai à vide sans récipient	49
3.1.2	Essai à vide avec récipient.....	51
3.2	Essai en charge	52
	Conclusion :.....	53
	Chapitre 5 : Résultats et discussions	54
	Introduction	54
I.	Analyse des résultats	54
1.1	Analyse des résultats de l’essai à vide sans récipient.....	54
1.2	Analyse des résultats de l’essai à vide avec récipient	55
1.3	Analyse des résultats de l’essai en charge.....	56
II.	Analyse des résultats de simulation.....	56
III.	Comparaison et validation des résultats	58
IV.	Evaluation des performances du four de l’ANERSOL et du four proposé	62
	Conclusion.....	64
	CONCLUSION GENERALE	65
	REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	66
	ANNEXE 1 : Dimension du four de l’ANERSOL (configuration A).....	I
	ANNEXE 2: Dimension du four de l’ANERSOL (configuration A).....	II
	ANNEXE 3: Dimension du four de l’ANERSOL proposé (configuration B)	III
	ANNEXE 4 (Photos des séances d’expérimentations).....	IV
	ANNEXE 5 : programme qui a servi à la simulation.....	V
	ANNEXE 6 : programme qui a servi au calcul des déperditions	VI
	ANNEXE 7 : programme qui a servi à enregistrer les données du four.....	VII

Sigles et abréviation

E_λ : Éclairement de longueur d'onde λ

ρ_λ : Réflectivité monochromatique

τ_λ : Transmittivité monochromatique

α_λ : Absorptivité monochromatique

I_0 : La valeur moyenne de la constante solaire

I_H : Irradiation journalière sur un plan horizontal

φ : Latitude du lieu

δ : Déclinaison du soleil

ω_L : Angle horaire au lever du soleil

ϕ : Flux de chaleur transmis par conduction

λ : conductivité thermique du milieu

ϕ : Flux de chaleur transmis par rayonnement

ε_p : Facteur d'émission de la surface

σ : Constante de Stephan

α_v : coefficient d'absorption de la vitre

ε_c : Émissivité du ciel

ε_v : Émissivité du vitre

mCp_v : Chaleur spécifique

ΔU_{v2} : Puissance thermique moyenne contribuant à l'échauffement de la vitre intérieure

τ_v : Coefficient de transmission du verre

ΔU_{recp} : Puissance thermique moyenne contribuant à chauffer le récipient

α_{ab} : Émissivité de l'absorbeur

ΔU_{ab} : Puissance thermique moyenne contribuant à chauffer l'absorbeur

Q_{sa} : Énergie solaire absorbée par un système solaire (capteur, four...)

Q_u : Énergie utile

β : Inclinaison du vitrage

Ra : Nombre de Rayleigh

θ : Température de saturation

ν_a : Viscosité cinématique de l'air

α_a : Diffusivité thermique de l'air

K_{air}	: Conductivité de l'air	
Nu	: nombre de Nusselt	
U	: coefficient de pertes en $W/m^2.K$,	
N	: nombre de vitre	
T_p	: Température de la surface	[°C]
T_∞	: Température du milieu environnant de la surface	[°C]
S	: Aire de la surface	m^2
A	: surface des vitres	m^2
G_g	: rayonnement global reçu par le four	$[w/m^2]$
T_c	: Temperature du ciel	[°C]
T_{v1}	: Temperature du 1 ^{er} vitre	[°C]
$h_{c,v1-am}$: Coefficient d'échange par convection entre la vitre et l'exterieur	$[W/m^2k]$
T_{am}	: Temperature exterieure	[°C]
$h_{c,v1-v2}$: Coefficient d'échange par convection entre le deux vitres	$[W/m^2k]$
T_{v2}	: Temperature du 2 ^e vitre	[°C]
$h_{r,v1-v2}$: Coefficient d'échange par rayonnement entre le deux vitres	$[W/m^2k]$
$h_{r,ab-v2}$: Coefficient d'échange par rayonnement entre l'absorbeur et le 2 ^e vitre	$[W/m^2k]$
S_{ab}	: Surface de l'absorbeur	m^2
T_{ab}	: Temperature de l'absorbeur	[°C]
S_{recp}	: Surface de base du recipient	m^2
T_{recp}	: Temperature du recipient	[°C]
S_{recp}	: Surface de base du recipient	m^2
L	: Espace entre l'absorbeur et la 2 ^e vitre	Cm
T_{ma}	: Température moyenne de l'air entre l'absorbeur et la 2 ^e vitre	[°C]
e_{v2-v1}	: Distance entre le deux vitres	mm
ANERSOL	: Agence Nationale de l'Energie Solaire	
UDDM	: Université Dandicko Dankolodo de Maradi	
NASA	: National Aeronautics and Space Administration	
UNESCO	: organisation des nations unies pour l'éducation, la science et la culture	

Liste des figures

Figures	Titre	Pages
Figure 1.1 :	Le four solaire d'Odeillo -----	4
Figure 1.2 :	Le four boîte -----	6
Figure 1.3 :	Le four à panneaux -----	6
Figure 1.4 :	Le four parabolique -----	7
Figure 2.1 :	Carte sur le gisement solaire au Niger-----	26
Figure 3.1 :	Les inputs énergétiques du four -----	29
Figure 3.2 :	Organigramme du programme principal -----	40
Figure 4.1 :	Vue de la face du four -----	46
Figure 4.2 :	Schéma synoptique de l'installation du four solaire boîte-----	48
Figure 4.3 :	Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 12 septembre--- -----	49
Figure 4.4 :	Evolution de la température ambiante pour la journée du 13 septembre -----	50
Figure 4.5 :	Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 13 septembre -- -----	50
Figure 4.6 :	Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 26 septembre -- -----	50
Figure 4.7 :	Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 01 octobre ---- -----	51
Figure 4.8 :	Evolution de la température ambiante pour la journée du 24 septembre -----	51
Figure 4.9 :	Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 24 septembre--- -----	51
Figure 4.10 :	Evolution de la température ambiante pour la journée du 25 septembre-----	52
Figure 4.11 :	Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 25 septembre- -----	52
Figure 4.12 :	Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 27 septembre -----	53

Figure 5.1 : Evolution des températures expérimentales et simulées de la vitre extérieur et celle de la plaque absorbante -----	57
Figure 5.2 : Evolution des températures simulées-----	58
Figure 5.3 : Evolutions des températures simulées de la vitre extérieur et de la plaque absorbante -----	60
Figure 5.4 : Evolutions du rayonnement solaire et de la vitesse pour la journée du 25/09/2018-- -----	61
Figure 5.5 : Evolution des températures ambiantes pour la journée du 25/09/2018-----	61
Figure 5.6 : Evolutions des températures de la vitre extérieure et de la plaque absorbante du four pour la journée du 25/09/2018-----	61
Figure 5.7 : Evolutions des températures de la vitre intérieure et de la plaque absorbante du four pour la journée du 25/09/2018-----	62
Figure 5.8 : Evolutions des déperditions des fours configurations A et B-----	64

Liste des tableaux

Tableau	Titre	Page
Tableau 1.1	conductivité thermique de quelque matériau -----	11
Tableau 2.1	conductivité thermique de certains matériaux -----	18
Tableau 2.2	Propriétés de quelques surfaces transparentes vis-à-vis du rayonnement solaire - -----	23
Tableau 2.3	Caractéristiques radiatives de quelques surfaces -----	24
Tableau 3.1	paramètres d'entrés (Inputs) de la simulation du four solaire-----	41
Tableau 4.1	Caractéristiques du four -----	45
Tableau 5.1	Comparaison des températures maxi du four solaire de l'ANERSOL avec d'autres fours solaires réalisés dans le monde-----	59
Tableau 5.2	Déperditions et rendement des configurations (A et B) -----	63

Introduction générale

Le besoin énergétique mondiale ne peut que croître ces dernières décennies, une grande partie de cette énergie est fossile, et a des conséquences sur l'environnement et sur les êtres qui y vivent. Elle est à la base de la pollution atmosphérique.

Les énergies renouvelables se présentent de nos jours comme solution alternative. Ces sources occupent de plus en plus une place importante dans l'avenir énergétique mondial du fait de leur durabilité pour l'humanité et parce qu'elles permettent entre autres de répondre à cette demande énergétique croissante, de minimiser l'utilisation des combustibles fossiles pour ralentir leur épuisement, de diminuer l'émission des gaz à effet de serre et de contribuer à l'hybridation de l'énergie. Le soleil, une des sources de ces énergies renouvelables, peut être capté et transformé en chaleur ou en électricité grâce à des capteurs adaptés. L'énergie solaire thermique est la transformation du rayonnement solaire en énergie thermique. Cette transformation peut être soit utilisée directement (pour chauffer un bâtiment, faire de cuisson par exemples) ou indirectement (comme la production de vapeur d'eau pour entraîner des alternateurs et ainsi obtenir une énergie électrique). [1]

L'Agence Nationale de l'Energie Solaire a mis aux points différents systèmes parmi lesquels le four solaire à méchoui.

Les fours solaires de différents types ont fait l'objet de plusieurs études théoriques et expérimentales. Il a été observé que la durée de cuisson de divers plats alimentaires est de l'ordre de 2 à 3 heures pour les cuiseurs solaires de type boîte et de 1 à 2 heures pour ceux à concentration. Dans le but d'améliorer les performances des cuiseurs solaires, il est nécessaire de minimiser le temps de cuisson. [2]

Notre four solaire est de type boîte, il est possible de réduire le temps de cuisson en apportant des modifications ou un changement de matériels sur la plaque absorbante. Ces modifications ou changement sont sensés améliorer le transfert de chaleur à méchoui à travers les parois de la plaque.

L'objectif de ce mémoire est de mettre en place un modèle de simulation d'un système (four solaire) à l'aide d'un code sur le logiciel MatLab.

Le but étant l'amélioration de la performance de notre four en réduisant le temps de cuisson qui est assez complexe.

Ce mémoire est organisé comme suit :

Dans le premier chapitre une synthèse bibliographique est développée, pour faire le point sur l'état de l'art sur la conception, la modélisation et la simulation de performance, des différents types des fours solaires.

L'étude de l'énergie solaire ainsi que la conversion de l'énergie solaire sous forme du rayonnement thermique sont présentées dans le second chapitre.

Le troisième chapitre est consacré à l'exploitation des codes de calculs sur MatLab afin de réaliser les simulations et d'exploiter les résultats qui seront présentés et interprétés dans le dernier chapitre.

Le quatrième chapitre est consacré à la réalisation des tests sur notre four en utilisant les différents appareils de mesures appropriés.

Le cinquième chapitre est dédié à la comparaison des résultats expérimentaux et simulés et à l'amélioration des performances du four grâce aux configurations géométriques décrites et aux résultats de la simulation.

Enfin, une conclusion est rédigée dans le but de mettre en relief les idées principales de cette étude et proposer des perspectives de recherche qui peuvent découler des résultats observés.

Chapitre 1 : Étude bibliographique

Introduction

Ce chapitre présente un bref historique sur le four solaire, sur son principe de fonctionnement et les différentes technologies associées, le chapitre présente un résumé de quelques travaux similaires présents dans la littérature.

I. Etat de l'art des fours solaires

1.1 Définition et principe générale du four solaire

Un **four** est une enceinte maçonnée ou un appareil, muni d'un système de chauffage puissant, qui transforme par la chaleur les produits et les objets. En cuisine, il permet de cuire des aliments. Dans un processus de production d'objet, le four permet le traitement d'objets par la chaleur : poteries, céramiques, verres, métaux...

Le principe de fonctionnement du four est simple : l'objet à traiter y est enfermé pour être soumis à sa chaleur interne. Cette chaleur provient d'une source de chaleur annexe aux parois internes du four. La chaleur à l'intérieur du four peut être répartie par circulation forcée d'air, par convection naturelle, par conduction thermique ou par rayonnement (infrarouge, micro-ondes). [3]

La source d'énergie pour fournir la chaleur du four peut être :

- ❖ Un combustible (bois, gaz naturel...);
- ❖ L'électricité dans des résistances;
- ❖ Des micro-ondes, avec l'électricité;
- ❖ Le rayonnement solaire.

Un four solaire est un système de chauffage qui utilise l'énergie provenant du rayonnement solaire. Il existe deux types de four solaire suivant leur fonctionnement : les fours à concentration et les fours à effet de serre. [4]

Le four solaire à concentration est basé sur la concentration des rayons du soleil sur une petite surface, d'où la possibilité d'obtenir des températures élevées. Les miroirs convecteurs peuvent être soit simplement des miroirs plans bien orientés, soit un miroir parabolique qui converge les rayons du soleil en son foyer.

Le four solaire à effet de serre est basé sur le même principe qu'une serre. Il permet de garder la chaleur provenant des rayons du soleil grâce à l'effet de serre provoqué par une vitre. [4]

1.2 Historique

Selon Plutarque, Archimède aurait construit des miroirs concaves, des « miroirs ardents » qui auraient permis, lors de l'invasion de Syracuse par les Romains (215-212 av JC) de concentrer les rayons du soleil sur les navires ennemis, y mettant ainsi le feu.

Beaucoup plus tard, en 1747, Buffon expérimenta un miroir composé de petits miroirs plans. Ce miroir permit à Buffon de brûler une branche d'arbre et, en augmentant le nombre de miroirs, de faire fondre un morceau d'argent.

Durant le même siècle, le chimiste Antoine Laurent de Lavoisier inventa un four solaire composé de lentilles convergentes afin de faire fondre des métaux sans la pollution des combustibles.

En 1767, le naturaliste suisse Horace de Saussure construisit une « boîte chaude » pour démontrer l'effet de serre. Ce four pouvait atteindre une température de 160°C. [4]

1.3 Le four solaire d'Odeillo

Aujourd'hui, le plus grand four solaire du monde est situé à Odeillo dans les Pyrénées Orientales (France). Ce four solaire, mis en service en 1970, concentre les rayons du soleil grâce à un grand miroir parabolique composé de 9500 miroirs plans de 45 cm de côté. La lumière du soleil arrive sur ce miroir après avoir été réfléchi par 63 miroirs plans, les héliostats, qui ont chacun une surface de 45 m². Les héliostats s'orientent vers le soleil grâce à un dispositif optique et électronique.

Le four solaire d'Odeillo (**Figure 1.1**), qui peut atteindre une température de 3800°C à son foyer, a été construit pour permettre la réalisation d'expériences nécessitant des températures élevées et un environnement non pollué. [4]



Figure 1.1 : Le four solaire d'Odeillo. A gauche, le miroir parabolique qui concentre les rayons du soleil. A droite, les 63 héliostats qui réfléchissent les rayons vers le miroir parabolique (Source : Wikipédia. Four solaire d'Odeillo. [32])

1.4 Les technologies du four solaire

Les technologies utilisées dans la conception des fours solaires tournent autour de trois modèles de bases : les fours solaires de type "boîte", les fours paraboliques et les fours à panneaux. Elles répondent aux besoins de respecter les principes de bases que sont : la

conversion du rayonnement en énergie, la rétention de la chaleur et l'apport d'énergie supplémentaire. [5]

Le four solaire fonctionne selon l'effet de serre, c'est-à-dire les rayons lumineux provenant du soleil (non la chaleur) pénètrent les vitres, sont absorbés sur les surfaces noires à l'intérieur et ainsi transformés en chaleur. Vu que le foyer est complètement fermé et que les vitres sont pratiquement imperméables pour les rayons thermiques, la température y augmente jusqu'à ce que les pertes de chaleur et l'énergie incidente soient en balance. Pour réduire les pertes, il y a d'une part un double vitrage et d'autre part le foyer est isolé tout autour. Ainsi, les températures dépassent facilement 1000°C, ce qui est largement suffisant pour cuire et boulanger. Vu que seulement une petite quantité de chaleur peut être emmagasinée, le rayonnement direct du soleil est nécessaire durant presque tout le temps de cuisson. [6]

Les trois types de fours solaires les plus répandus et couramment utilisés sont :

a. Le four boîte

Le four solaire de type "boîte" est le type de four solaire le plus répandu par rapport au four parabolique. Il est constitué d'une boîte dont l'intérieur est tapissé de réflecteurs et d'une couverture transparente sur le dessus. Le rayonnement pénètre à l'intérieur de la boîte et est réfléchi sur un récipient dont la surface absorbe les rayons. La couverture transparente permet d'isoler l'intérieur du four de l'extérieur et de garder le maximum de chaleur; C'est le principe de l'effet de serre. Parfois, la couverture est composée d'un ou plusieurs réflecteurs positionnés de manière à apporter davantage de rayonnements solaires.

La puissance est globalement plus faible comparée aux fours solaires paraboliques, ce qui nécessite des temps de cuissons plus longs. La température maximale de four varie selon les modèles mais tourne autour des 150°C. Malgré ces performances plus faibles, les fours solaires de type "boîtes" ont l'avantage d'être plus faciles à fabriquer, peu encombrants et simple à utiliser. [5]

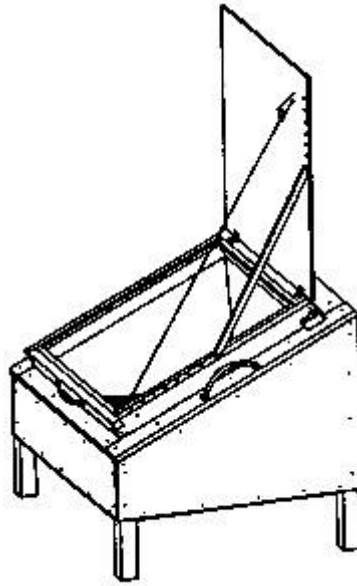


Figure 1.2: Le four boîte. [5]

b. Le four à panneaux

Dans ce dispositif, les panneaux sont constitués de morceaux de carton recouvert d'un papier réflecteur comme de l'aluminium. Les différents panneaux concentrent grossièrement les rayons du soleil sur un pot qui se trouve sous un bol en verre généralement ou en plastique pour créer de l'effet de serre. Ils permettent de nettoyer de l'eau en la chauffant au-delà de 65. [7]



Figure 1.3: Le four à panneaux. [5]

c. Le four parabolique

La géométrie parabolique de ce dispositif permet de concentrer l'ensemble des rayons lumineux qui tombent sur la surface de la parabole en un point où l'on place le plat de cuisson. La puissance de ce dispositif dépend bien sûr de la taille de la parabole; avec une parabole de 1.4 mètre de diamètre, on peut faire bouillir plusieurs litres d'eau en 30 minutes; les plus grandes paraboles permettent d'atteindre des températures de l'ordre de 800 degrés (four solaire des Pyrénées Orientales). Il est plus dangereux à utiliser car on atteint des températures élevées. Des dispositifs dont le foyer se situe en dehors de la parabole sont dangereux car la puissance disponible à ce foyer atteint rapidement quelques centaines de watts : cela peut par exemple provoquer des graves lésions dans l'œil ou se trouve à l'origine d'un incendie. [5]

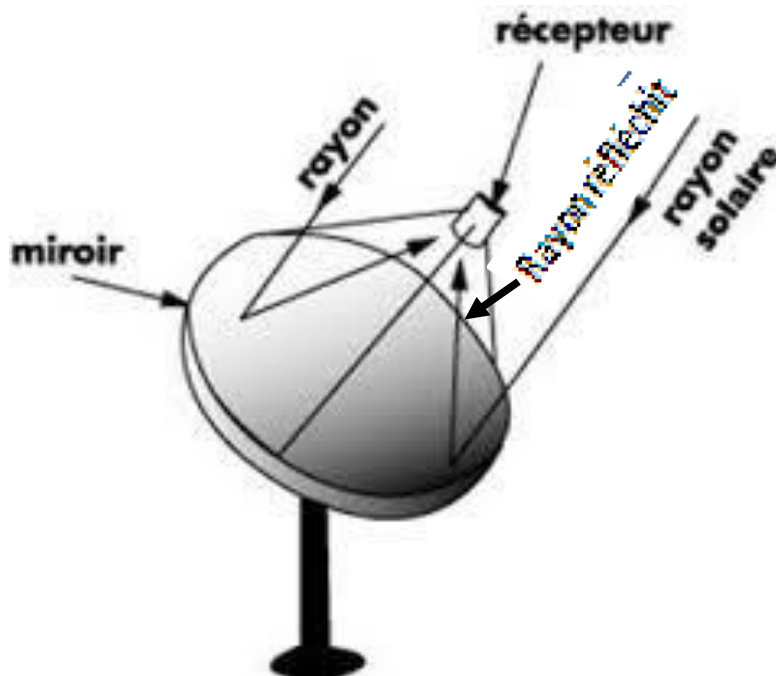


Figure 1.4: Le four parabolique. [5]

Vu que notre étude exige des températures moins élevées, nous allons donc étudier un four solaire sous forme "boîtes" et arriver par la suite à améliorer la performance.

II. Bibliographie concernant les performances

2.1 Bibliographie concernant les performances thermique:

L'étude des paramètres qui influent sur les performances thermiques des capteurs solaires plans qui représentent le constituant principal de l'installation a fait l'objet de plusieurs

recherches. Nous exposons quelques travaux disponibles dans la littérature qui traitent le côté thermique avec des études énergétiques en générale effectuées sur les capteurs solaires. [8]

Ho-Ming Yeh et Tong-Tshien Lin (1995), ont étudié théoriquement et expérimentalement l'influence du rayonnement solaire capturé sur l'efficacité de capteur solaire. Ils ont trouvé que le taux du rayonnement solaire et la surface de contact entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (air) accroît avec l'augmentation de la surface du capteur, mais aussi elle augmente le coefficient des pertes thermiques entre la couverture et l'extérieur.

Les pertes de chaleur principales du capteur sont de la couverture, puisque les côtés et le dos peuvent être isolés, alors que la face avant doit être exposée au rayonnement solaire et à la température ambiante. C'est pour cela l'air est utilisé fréquemment comme une isolation contre les pertes de chaleur conductives et convectives de l'absorbeur vers la vitre.

Selon **N. T. Ahmed (2001)**, on peut réduire ces pertes en utilisant de l'isolation transparente (un film de bulles d'air).

A. Abene et al (2004) ont montré que la forme, les dimensions, l'orientation et la disposition de ces obstacles influent considérablement sur l'efficacité du capteur.

S. Youcef-Ali (2005) a montré dans une étude expérimentale, que la couverture triple donne des performances plus importantes que celle à double vitre grâce à la minimisation des pertes vers l'extérieur.

Turhan Koyuncu (2006), a aussi étudié expérimentalement l'influence du nombre des couvertures, il a trouvé que ce facteur influe fortement sur l'efficacité du capteur. Le verre est tout à fait intéressant comme couverture pour les dispositifs solaires, puisque il absorbe presque tout le rayonnement infrarouge réémis par l'absorbeur ayant pour résultats une amélioration de l'efficacité thermique du capteur par conséquent. Mais son utilisation possède aussi des inconvénients qui sont, son coût élevé et sa fragilité pendant le transport et le service, c'est la raison pour laquelle, pendant plusieurs années des couvertures en plastique transparentes ont été appliquées largement pour construire des capteurs solaires de coût modéré et rigides.

Donation Njomo (2006) a souligné d'après une étude numérique, qu'un capteur avec double couverture de matière différente a des performances meilleures qu'un capteur à deux vitres de même matière. L'influence de l'orientation d'un capteur et de son inclinaison avec l'horizontal est due au fait que ces deux dernières changent le rayonnement solaire atteignant la surface du capteur.

Huseyin Gunerhan et Arif Hepbasli (2007) ont trouvé que la meilleure orientation du capteur solaire est de l'orienter directement au sud.

Suleyman Karsali (2007) a illustré que l'allongement du capteur solaire influe fortement sur son efficacité. De ce fait, des chercheurs ont proposé d'augmenter le transfert thermique entre l'absorbeur et le fluide caloporteur (sans toucher les dimensions du capteur) par l'ajout des obstacles (ailettes) jointes à la face inférieure de l'absorbeur.

Abene et al, S. youcef-Ali (2007), selon ces auteurs, les obstacles peuvent augmenter la surface d'échange, réduire les zones mortes et créer la turbulence.

Dans le but d'étudier l'influence de quelques paramètres sur le coefficient des pertes thermique vers l'avant du capteur, **A. Benkhelifa** a présenté un modèle mathématique qui permet de calculer ces pertes thermiques, les équations de ce modèle ont été résolues par une méthode itérative, dont les résultats de ce modèle étaient en bon accord avec ceux issus des relations empiriques rencontrées dans la littérature. De ce travail, il a conclu que le coefficient des pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur et sa température et le coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, mais, il diminue avec l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre. Selon ce dernier, le coefficient des pertes thermiques augmente avec l'augmentation de l'émissivité de l'absorbeur, sa température, et le coefficient d'échange convectif avec l'air ambiant, alors qu'il diminue avec l'accroissement de la distance entre l'absorbeur et la vitre. Les obstacles soudés à l'absorbeur peuvent réduire les pertes par l'avant en diminuant la température de l'absorbeur, comme il a été montré par **S. Youcef-Ali** en 2005. [9]

2.2 Bibliographie concernant l'isolation

Limiter les pertes de transmission vers l'extérieur est primordial pour optimaliser les performances d'un four.

Nombreux sont les produits isolants qui peuvent convenir pour l'isolation, mais il faut veiller à la tenue de la température.

Un bon isolant doit avoir les qualités suivantes :

- ✚ Une faible conductivité thermique.
- ✚ Une faible densité (pour une faible inertie thermique).
- ✚ La chaleur massique doit être basse.

- ✚ Une résistance thermique dans l'intervalle des températures de service.

On distingue trois types d'isolants : [10]

❖ *Isolants minéraux*

- ✚ La laine de verre constituée de fibres de verre très fines, commercialisée sous de nombreuses formes : en plaques, en rouleaux et enrobée dans du plâtre. Sa conductibilité varie entre $0,034 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$ à 0°C et $0,053 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$ à 200°C .
- ✚ La vermiculite connue aussi sous le nom de mica, dont la conductibilité varie de $0,12$ à $0,60 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$ et qui se présente sous forme de granulés très légers.

❖ *Isolants d'origine végétale*

- ✚ Le bois bien sec, sa conductibilité varie entre $0,13$ et $0,4 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$, ses qualités isolantes peuvent être améliorées, s'il est utilisé sous forme de fibres agglomérées ($\lambda = 0,05 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$ à $0,10 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$).
- ✚ La sciure de bois ($\lambda = 0,11 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$), qui a deux inconvénients: son inflammabilité et sa conductibilité qui ont tendance à augmenter avec la chaleur, ce qui la rend inadéquate pour la calorifugation.

❖ *Isolants organiques*

- ✚ Les matières plastiques, sont de mauvaises conductrices de la chaleur. Leurs propriétés isolantes peuvent être améliorées en insufflant un gaz durant l'étape de solidification, ce qui leur donnent la consistance d'une mousse, telle que les mousses phénoliques ($\lambda = 0,44 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$) et la mousse de chlorure de polyvinyle ($\lambda = 0,033 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$).
- ✚ La mousse de polyuréthane existe sous deux aspects :
 - haute densité ($\mathbf{d = 0,6}$) suffisamment rigide pour servir à la fabrication des caissons de capteurs, tout en constituant un bon isolant ($\lambda = 0,08 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$).
 - Basse densité ($\mathbf{d = 0,03}$) qui est plus fragile, mais meilleure, pour l'isolation ($\lambda = 0,025 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$). Il convient de recouvrir ce type de matériau d'un isolant plus résistant à la chaleur si la température dépasse la valeur de 90°C .
- ✚ Le polystyrène est très léger, fragile, de couleur blanche, utilisé généralement pour l'emballage. Ses propriétés isolantes sont légèrement moins bonnes que le polyuréthane, sa conductibilité thermique est de l'ordre de $0,04 \text{ Wm}^{-1}\text{k}^{-1}$, mais il est nettement moins cher et il se sublime à partir de 90°C .

Tableau 1.1. - conductivité thermique de quelque matériau [10]

Désignation	λ (w/m °K)	ρ (Kg/m3)	Température maxi d'utilisation
Laine de verre	0.034 à 0.053	70	150 Sensible à l'humidité
Mousse de verre	0.057	123	150 Sensible à l'humidité
Bois	0.13 à 0.4	123	150
Liège exposé	0.045	100	
Polystyrène	0.042	15	85
Moulé comprimé polyuréthane	0.035	35	85 Moulé comprimé

On remarque aisément que sur une base de 100 % à la surface du vitrage du capteur, seulement 60 % du rayonnement arrivent directement à l'absorbeur. Quant aux 40 % restants ils ne sont pas complètement perdus mais ils vont jouer un rôle par l'intermédiaire de l'effet de serre.

2.3 Synthèse bibliographique

Une étude détaillée de la littérature sur les performances thermiques et sur l'isolation a été réalisée et elle nous a permis d'avoir un aperçu concis des développements dans les domaines clés des technologies pour améliorer les performances d'un système ou de concevoir un nouveau système.

Le four solaire fonctionne en mode naturel. Du point de vue de l'utilisation, Le four solaire de type "boîte" est le type de four solaire le plus répandu par rapport au four parabolique, qui occupe une bonne position dans les applications domestiques en raison de sa facilité d'utilisation sans recours à l'utilisation de toute énergie externe. Ainsi, plusieurs recherches ont été lancées pour améliorer leurs performances.

Les performances d'un four solaire dépendent en grande partie de la qualité d'absorption et de transmission de chaleur de la plaque absorbante ainsi, plusieurs recherches ont été lancées pour proposer de nouvelles dispositions des plaques absorbantes afin d'augmenter les performances.

La performance d'un four solaire est influencée par plusieurs paramètres. On trouve entre autre :

- ✦ Les paramètres externes comme le rayonnement solaire, la température ambiante...etc.
- ✦ Les paramètres internes (paramètres de construction) comme l'absorbeur, la couverture et la qualité d'isolation.
- ✦ Les paramètres de position comme l'angle d'inclinaison du four.

Conclusion

Dans cette partie nous avons eu à étudier l'état de l'art sur les fours solaires à savoir l'importance d'utilisation du four solaire sur le processus des cuissons et les divers travaux sur les fours qui ont découlé suite à la découverte du concept de transformation du rayonnement solaire en chaleur. Cela nous a permis d'entamer par la suite les technologies, les bibliographies concernant les fours solaires et une synthèse bibliographique.

Chapitre 2 : Etude thermique

Introduction

Ce chapitre est dédié à l'étude de l'énergie solaire ainsi qu'à la conversion de l'énergie solaire sous forme du rayonnement thermique. Nous définirons d'abord les paramètres sur les concepts de l'énergie solaire et les propriétés optiques du couvert qui sont nécessaires pour cette étude, avant d'étudier les modes de transferts thermiques associés. À la fin de cette partie, nous nous pencherons sur l'évolution du rayonnement solaire disponible au travers d'une brièvement analyse du gisement solaire du Niger.

I. Energie solaire

1.1 Eclairage Solaire

Tout système solaire est étroitement lié à l'intensité du rayonnement solaire, l'étude de ce dernier passe donc nécessairement par la connaissance de l'énergie solaire disponible et l'estimation du rendement optique et les pertes au niveau du système, pour cela on introduit un certain nombre de concepts. [11]

1.2 Eclairage d'un matériau

Lorsqu'une énergie rayonnante (éclairage E_λ de longueur d'onde λ) atteint un milieu matériel, il se divise en trois parties : la partie réfléchie, transmise (sans altération) et absorbée. Ces trois parties sont plus ou moins importantes selon les caractéristiques du matériau et du rayon incident. [4]

Ces répartitions se font selon trois coefficients, dépendants de la longueur d'onde du rayon incident :

- ✚ $\rho_\lambda = \frac{q_{r,\lambda}}{E_\lambda}$: la réflexivité monochromatique ($q_{r,\lambda}$ est la quantité réfléchie).
- ✚ $\tau_\lambda = \frac{q_{t,\lambda}}{E_\lambda}$: la transmittivité monochromatique ($q_{t,\lambda}$ est la quantité transmise).
- ✚ $a_\lambda = \frac{q_{a,\lambda}}{E_\lambda}$: l'absorptivité monochromatique ($q_{a,\lambda}$ est la quantité absorbée).

Avec la propriété que $\rho_\lambda + \tau_\lambda + a_\lambda = 1$

A partir de cela, nous pouvons définir certains corps particuliers :

- ✦ Un **corps diathermane** est un corps totalement transparent au rayonnement thermique, c'est-à-dire que sa transmittivité est égale à l'unité ($\tau_\lambda = 1$) tandis que $\rho_\lambda = \alpha_\lambda = 0$. C'est le cas du vide. Par opposition, un corps athermane ou opaque est un corps dont la transmittivité est nulle.
- ✦ Un **corps noir** est un corps qui absorbe la totalité du rayonnement incident, quelles que soient la température et la longueur d'onde. C'est-à-dire que $\alpha_\lambda = 1$ tandis que $\rho_\lambda = \tau_\lambda = 0$.
- ✦ Un **corps gris** est un corps pour lequel à une température donnée, l'absorptivité monochromatique est indépendante de la longueur d'onde du rayon incident ($\alpha_\lambda = a$).

1.3 Le rayonnement thermique

Le rayonnement thermique est un mode de transfert d'énergie thermique sous forme d'ondes électromagnétiques, qui ne nécessite aucun support matériel pour se propager entre les milieux qui participent à l'échange de chaleur. Dès que la température d'un corps dépasse le zéro absolu, l'agitation moléculaire va induire un rayonnement électromagnétique porteur d'énergie calorifique. Ce rayonnement se fait sur l'intervalle de longueurs d'onde $0.3 \leq \lambda \leq 1000 \mu m$ et donc se situe largement dans le domaine de l'infrarouge. [4]

Tout milieu est à la fois récepteur et source : continuellement, il émet vers d'autres corps et reçoit des autres corps un rayonnement électromagnétique.

1.4 Rayons Solaires

La valeur du flux de l'éclairement solaire I reçu par une surface perpendiculaire aux rayons solaires placée à la limite supérieure de l'atmosphère terrestre (soit environ 80 km d'altitude) varie au cours de l'année avec la distance Terre/Soleil. L'angle sous lequel on voit le soleil à partir de la terre est de l'ordre de 32 minutes. [11]

1.5 Constante Solaire

C'est l'énergie rayonnante reçue par unité de temps et par unité de surface sur un plan normal à la direction du soleil direct, situé à la distance moyenne terre-soleil et en l'absence d'atmosphère. Sa valeur moyenne I_0 est appelée la constante solaire, elle vaut $I_0 = 1367 \text{ W/m}^2$ (marge d'erreur : 1 à 2%). En tenant compte de la variation de la distance

Terre-Soleil, l'éclairement I reçu hors atmosphère, peut être estimé par : [12]

$$I = I_0 \cdot [1 + 0.033 \cdot \cos(\frac{360}{365} \cdot j)] \quad [12] \quad (2.1)$$

j : Désignant le numéro du jour dans l'année ($j=1$ pour le 1^{er} janvier).

I_0 : La valeur moyenne de la constante solaire actuellement retenue (1367 w/m²)

1.6 Irradiation journalière sur un plan horizontal

L'irradiation journalière sur un plan horizontal correspond au cumule journalier de l'éclairement solaire que reçoit une unité de surface horizontale. Ce qui se traduit mathématiquement par l'intégration de l'éclairement horizontal pendant une journée (du lever au coucher du soleil). [12]

Ainsi, l'irradiation journalière sur un plan horizontal est obtenue par la relation suivante :

$$I_H = \int_{LS}^{CS} I \cdot \sin(h) dt \quad [12] \quad (2.2)$$

Ou LS , CS correspondent respectivement aux heures de lever et coucher du soleil et I la constante solaire pour une journée j .

En remplaçant $\sin(h)$ par son expression, on a :

$$I_H = I \cdot \int_{LS}^{CS} (\cos\delta \cdot \cos\varphi \cdot \cos\omega + \sin\delta \cdot \sin\varphi) dt [12] \quad (2.3)$$

Pour une journée et un lieu donné, δ et φ sont fixés. D'autre part, 1 heure de temps correspond à une variation de 15° de l'angle horaire ω :

$$dt = \frac{12}{\pi} d\omega [12] \quad (2.4)$$

Avec le temps t en heure et l'angle horaire ω en radians. L'intégration donne alors :

$$I_H = \frac{24}{\pi} I \cdot (\sin\delta \cdot \sin\varphi \cdot \omega_L + \cos\delta \cdot \cos\varphi \cdot \sin\omega_L) [12] \quad (2.5)$$

Avec, ω_L est l'angle horaire au lever du soleil, $\omega_L = \arcsin(-\tan\delta \cdot \tan\varphi)$

φ : la latitude du lieu

δ : la déclinaison du soleil, $\delta = 23,45 \cdot \sin((284 + Nj) \cdot \frac{360}{365})$

1.7 Eclairage solaire Absorbé

L'éclairage solaire absorbé dépend des propriétés optiques du couvert (vitre) et de la plaque absorbante. L'éclairage émis par le soleil (compris à 98% entre 0.2 et 4 μm de longueur d'onde [11]) et arrivant sur le plan du couvert (vitre) se voit fractionné en trois quantités:

- Transmise vers l'absorbeur.
- Absorbée par le couvert (vitre).
- Réfléchi vers le ciel.

La quantité arrivant sur l'absorbeur est de même :

- Absorbée en partie par la plaque qui réémet à son tour dans l'infrarouge.
- Réfléchie vers le couvert pour l'autre partie.

Pour piéger ces éclairages solaires la couverture doit satisfaire aux deux propriétés suivantes :

- ✦ Etre opaque à l'infrarouge réémis par l'absorbeur.
- ✦ Etre transparente aux rayons solaires.

Les composantes perpendiculaires de ces grandeurs sont définies par des relations de la même forme. La transmittivité, la réflectivité et l'absorptivité du couvert sont alors définies comme étant les moyens de leurs composantes.

II. Le Transfert de chaleur

2.1 Champ de température

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température : $T = f(x, y, z, t)$. La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé *champ de température*. Nous distinguerons deux cas : [13]

- ✦ Champ de température indépendant du temps : le régime est dit permanent ou stationnaire.
- ✦ Evolution du champ de température avec le temps : le régime est dit variable ou transitoire.

2.2 Gradient de température

Si l'on réunit tous les points de l'espace qui ont la même température, on obtient une surface dite surface isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme. [13] Cette variation est caractérisée par le gradient de température :

$$\overrightarrow{\text{grad}}(T) = \vec{n} \frac{\partial T}{\partial n} \quad [13] \quad (2.6)$$

Avec :

n : vecteur unitaire de la normale

$\frac{\partial T}{\partial n}$: dérivée de la température le long de la normale.

2.3 Le mode de transfert de chaleur

La thermique est le domaine de la physique qui traite des échanges thermiques (transfert de quantité de chaleur), dans un système ou entre système qui entraînent ou non une transformation du matériau et, par ses applications, s'intéresse à la génération de l'énergie thermique (chauffage ou refroidissement) ; son stockage et sa transmission.

Dans toutes les mesures thermiques, la mesure de la température (T) est une mesure de base. La thermique est une grandeur d'état intensif et la thermodynamique la définit précisément ; elle traduit l'entropie d'un système. Elle est l'une des grandeurs qui caractérisent l'état d'un corps à l'équilibre thermodynamique et se mesure à l'échelle macroscopique. Dans son sens le plus commun, elle s'exprime en présence d'un grand nombre de particules car elle est générée par l'interaction des particules entre elles : par exemple, vibration des atomes dans les solides et agitation moléculaire dans les liquides et les gaz.

Les propriétés thermiques des matériaux régissent les échanges thermiques (transfert d'énergie thermique) qui se produisent dans un système nécessairement hors équilibre thermodynamique. En effet, ces transferts existent dès lors qu'il y a présence d'un écart équilibre température (ΔT), entre deux zones dans un corps ou entre le corps et son environnement (le milieu ambiant). Cet écart de température génère alors un échange de chaleur afin d'atteindre l'équilibre thermodynamique du système global. Ces échanges thermiques peuvent être ou non accompagnés de transfert de masse ou de changement de phase (solide, liquide, gaz). [14]

Les grandeurs considérées dans ces échanges sont la quantité de chaleur (Q), dont la dimension est une énergie et est donc exprimée en Joule (J), le flux de chaleur (ϕ) qui est la quantité de

chaleur par unité de temps(t) de la dimension d'une puissance et exprimé en Watt (W), et la densité de flux de chaleur (ϕ) qui est le flux par unité de surface ($\frac{\Phi}{S}$) et s'exprime en $W.m^{-2}$.

Les modes d'échanges thermiques sont classés en trois familles de phénomènes physiques : conduction, convection et rayonnement.

2.3.1 Conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres. [1]

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier, la densité de flux est :

Sous forme algébrique dans le cas monodimensionnel :

$$\phi = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (\text{W/par unité de la surface}) \quad (2.7)$$

Ou proportionnelle au gradient de température :

$$\phi = -\lambda \text{grad}T \quad (\text{W/par unité de la surface}) \quad (2.8)$$

Avec : ϕ : Flux de chaleur transmis par conduction (W)

λ : conductivité thermique du milieu (W/m°C)

x : Variable d'espace dans la direction du flux (m)

On trouvera dans le **tableau (2.1)** les valeurs de la conductivité thermique λ de certains matériaux parmi les plus courants.

Tableau 2.1 : conductivité thermique de certains matériaux [1]

	λ		λ
<i>Matériau</i>	(W/m.°c)	<i>Matériau</i>	(W/m.°c)
Argent	419	Plâtre	0.48
Cuivre	386	Amiante	0.16
Aluminium	204	Coton	0.059
Acier doux	45	Liège	0.044-0.049
Acier inox	14.9	Laine de roche	0.038-0.041
Glace	1.88	Laine de verre	0.035-0.051

Béton	1.4	Polystyrène expansé	0.036-0.047
Bois (feuillu-résineux)	0.12-0.23	Polyuréthane (mousse)	0.030-0.045
Brique terre cuite	1.1	Polystyrène extrudé	0.027
Verre	0.78	Air	0.026

2.3.2 Convection

C'est le transfert de chaleur entre un solide et un fluide, l'énergie étant transmise par déplacement du fluide. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton : [13]

$$\varphi = hS(T_p - T_\infty) \quad [13] \quad (W) \quad (2.9)$$

Avec :

φ : Flux de chaleur transmis par convection (W)

h : Coefficient de transfert de la chaleur par convection (W/m². °C)

T_p : Température de surface du solide (°C)

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide (°C)

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m²)

2.3.3 Rayonnement

Tous les corps, quel que soit leur état : solide, liquide ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de l'énergie interne du corps émetteur. Le rayonnement se propage de manière rectiligne à la vitesse de la lumière, il est constitué de radiations de différentes longueurs d'onde.

Le rayonnement c'est un transfert d'énergie électromagnétique entre deux surfaces (même dans le vide). [1] On prend en compte le rayonnement entre un solide et le milieu environnant.

Dans ce cas nous avons la relation :

$$\varphi = S\sigma\varepsilon_p(T_p^4 - T_\infty^4) \quad [1] \quad (W) \quad (2.10)$$

φ : Flux de chaleur transmis par rayonnement

ε_p : Facteur d'émission de la surface

σ : Constante de Stephan

T_p : Température de la surface

T_∞ : Température du milieu environnant la surface

S : Aire de la surface

2.4 Propriétés thermiques des matériaux

Les propriétés thermiques des matériaux sont des grandeurs qui caractérisent le comportement des matériaux en présence d'un ou plusieurs types d'échange thermique. Elles expriment le comportement du matériau soumis aux transferts stationnaires : conductivité thermique, résistance thermique, émissivité, ou des transferts dynamiques : diffusivité thermique et effusivité thermique.

Les propriétés régissant les transferts par conduction et convection sont aussi appelées « propriétés de transport » car elles sont liées à l'agitation des atomes et des molécules du milieu qui « transportent » la chaleur. Les propriétés thermiques se rapportent aussi à la capacité du matériau à absorber de l'énergie thermique. Cette énergie thermique peut être absorbée pour élever la température du matériau ou pour le transformer (changement des propriétés physiques ou l'état du matériau) : capacité thermique, enthalpie de fusion (ou autre transformation), coefficient de dilatation thermique...

Toutes les propriétés thermiques des matériaux sont dépendantes de la nature du corps et de sa température. La mesure de ces propriétés est donc indissociable de la mesure de la température et de la connaissance de la nature du matériau (au moins de la connaissance de son caractère homogène et isotrope). Les valeurs de chaque propriété sont donc affichées en donnant la nature du matériau et la température de mesure ou la relation de la grandeur en fonction de la température. [14]

2.4.1 Conductivité thermique (λ)

La conductivité thermique est le flux de chaleur traversant un matériau d'épaisseur un mètre, pour une différence de température de un kelvin entre les deux faces entrante et sortante. Elle s'exprime en $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$. Sa valeur permet de quantifier le pouvoir du matériau à conduire la chaleur (en termes d'amplitude). Plus elle est faible, plus le matériau est isolant (conduction faible). [14]

2.4.2 Résistance thermique (R)

La résistance thermique est utilisée pour qualifier le pouvoir isolant des matériaux pour une épaisseur donnée. Elle s'exprime en $\text{m}^2\cdot\text{K}\cdot\text{W}^{-1}$.

$$R = \frac{e}{\lambda} = \frac{\Delta T \cdot S}{\varphi} \quad [14] \quad (2.11)$$

Une paroi est d'autant plus isolante que sa résistance thermique est élevée. Cette grandeur est particulièrement utilisée dans les applications d'isolation thermique. [14]

2.4.3 Diffusivité thermique (a)

La diffusivité thermique est une propriété dynamique du matériau car elle intervient dans les transferts en régime transitoire de température. Elle caractérise l'aptitude d'un matériau à transmettre la chaleur (en termes de vitesse). Elle s'exprime en $\text{m}^2.\text{s}^{-1}$. [14]

Ce paramètre est directement contenu dans l'équation de la chaleur simplifiée, où :

$$a = \frac{\lambda}{\rho.C_p} \quad [14] \quad (2.12)$$

2.4.4 Effusivité thermique (b)

L'effusivité thermique est la racine carrée du produit de la conductivité thermique λ , de la masse volumique ρ et de la capacité thermique massique C_p :

$$b = \sqrt{\lambda.\rho.C_p} \quad [14] \quad (2.13)$$

Elle s'exprime en $\text{J.m}^{-2}.\text{K}^{-1}.\text{s}^{-1/2}$. Sa valeur permet de quantifier l'aptitude d'un matériau à changer de température (plus ou moins rapidement) lorsqu'il reçoit un apport d'énergie thermique distribué de manière non uniforme (par exemple pour un cube, contact par une seule de ses faces à un autre corps à une température plus élevée). Deux phénomènes se conjuguent alors simultanément : l'énergie est absorbée localement en fonction de la capacité thermique du matériau et cette énergie est transférée aux régions voisines en fonction de la conductivité thermique du matériau.

Cette grandeur était appelée autrefois coefficient d'arrachement thermique. La mesure se fait par des méthodes d'apport d'énergie par contact ou sans contact (énergie d'un rayonnement).

Un exemple d'application : la sensation de chaud ou de froid, ressentie lors du toucher d'un matériau, est directement liée à l'effusivité de ce matériau. Cela indique l'importance de cette grandeur pour toutes les applications nécessitant la prise en compte de perception sensorielle d'un objet par le toucher. [14]

2.4.5 Emissivité (ϵ)

L'émissivité d'un matériau (d'une surface) renseigne sur son aptitude à émettre un rayonnement. Elle s'exprime sous la forme du rapport entre la quantité d'énergie émise par la

surface (luminance L) et l'énergie émise par un corps noir (luminance L_0) porté à la même température.

$$\varepsilon = \frac{L}{L_0} \quad [14] \quad (2.14)$$

L'émissivité dépend de la longueur d'onde et de la direction de mesure du rayonnement. Si elle est mesurée pour longueur d'onde (ou une bande étroite de longueur d'onde), elle est qualifiée de « spectrale (ε_λ) » et si elle est mesurée pour une direction d'émission, elle est qualifiée de « directionnelle (ε') ». La loi de Kirchhoff établit que, si le rayonnement est d'origine purement thermique, l'émissivité est égale au facteur absorption. Cette propriété est utilisée pour les mesures de l'émissivité d'un matériau. [14]

2.4.6 Capacité thermique (C)

La capacité thermique traduit l'aptitude du matériau à absorber une quantité de chaleur (Q) et à s'échauffer (élévation de sa température) de ΔT :

$$C = \frac{Q}{\Delta T} \quad [14] \quad (2.15)$$

Dans la pratique, et pour définir une propriété du matériau indépendante de sa masse (m), on utilise la capacité thermique massique c qui s'exprime en $J.K^{-1}.kg^{-1}$:

$$c = \frac{C}{m} \quad [14] \quad (2.16)$$

2.5 Couverture transparente et surface absorbante

2.5.1 Couverture transparente

L'utilisation des couvertures transparentes sur la face d'un système solaire thermique (capteurs solaires plans, fours...), est d'une importance primordiale, elle permet de minimiser les pertes thermiques, par la formation d'une lame d'air isolante dans l'intervalle compris entre la vitre et l'absorbeur. D'autre part permet d'accroître sensiblement le rendement du système par l'effet de serre. L'intérêt d'une couverture transparente pour le rayonnement solaire est d'autant plus grand que la température de fonctionnement du collecteur solaire est élevée. C'est donc pour des températures dépassant $70^\circ C$ que l'on peut envisager d'installer un double vitrage afin d'accroître les performances thermiques.

Les couvertures transparentes habituelles sont pour la plupart en verre, mais on peut trouver aussi des produits de synthèse tels que le polycarbonate, le polyméthacrylate ou bien le polyester armé. [15]

Le **tableau (2.2)**, fournit quelques indications sur ces matériaux photoniques, qui ont la propriété d'être transparente vis-à-vis du rayonnement solaire, mais opaques devant les échanges ayant lieu dans le domaine de l'infrarouge pour satisfaire les conditions d'effet de serre.

Tableau 2.2 : Propriétés de quelques surfaces transparentes vis-à-vis du rayonnement solaire (τ * Facteur de transmission solaire, ρ masse volumique, C_p chaleur massique, λ conductivité thermique) [15]

Matériau	noms commerciaux	épaisseur mm	τ * %	ρ kg/m ³	C_p J/kg.K	λ W/m.K
Verre à vitre	-----	3	85-92	2700	840	0,93
polycarbonate*	Makrolon Lexan	3,2	82-89	1200	1260	0,2
Polyméthacrylate	Altuglas plexiglas	3,2	89-92	1200	1460	0,2
Polyester armé	-----	1	77-90	1400	1050	0,21
Polytéréphtalate d'éthylène	Mylar Terphane	0,025	84	1,38	1170	0,25
Polyfluoroéthylène propylène	Téflon FEP	0,05	97	2,15	1170	0,25
Polyfluorure vinyle	Tedlar	0,1	93	1,50	1380	0,12

2.5.2 Surface absorbante

Les surfaces absorbantes sont destinées à transformer le rayonnement solaire de courtes longueurs d'onde sous forme d'énergie calorifique (chaleur). La fraction du rayonnement solaire incident qui est absorbé par le système (capteur, four..) est appelé facteur d'absorption solaire α (ou absorptivité) de la surface. Le complément de cette fraction correspond au facteur de réflexion solaire ρ (ou réflectivité), la plaque absorbante (absorbeur) est opaque, par conséquent le facteur de transmission solaire τ * (ou transmissivité) est nul.

Le facteur d'émission infrarouge ϵ ou émissivité d'un corps, est la fraction d'énergie effectivement rayonnée rapportée à celle que rayonnerait la surface considérée comme un corps noir. [15]

L'émittance E d'une surface à la température T s'écrit :

$$E = \epsilon \sigma T^4 \quad (2.17)$$

Où, σ est la constante de Stefan-Boltzmann, $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2 \cdot \text{K}^{-4}$

On appelle sélectivité, le rapport du facteur d'absorption solaire α sur le facteur d'émission infrarouge ϵ .

Le **tableau 2.3** donne la sélectivité de quelques surfaces, sachant que c'est le revêtement qui compte : une surface d'un matériau donné mais revêtue d'une couche de peinture noire ou blanche n'aura pas le même comportement sur le plan des échanges radiatifs.

Tableau 2.3 : Caractéristiques radiatives de quelques surfaces. [15]

<i>Etat de surface de différents matériaux</i>	α	ϵ	α / ϵ
cuivre poli	0,25	0,02	12,5
film plastique recouvert d'or	0,30	0,03	10
acier poli	0,63	0,09	7
aluminium anodisé	0,80	0,14	5,71
nickel brillant	0,34	0,07	4,86
aluminium poli	0,10	0,04	2,5
peinture noire (silicate)	0,97	0,88	1,10
peinture aluminium	0,26	0,26	1
acier sablé	0,75	0,80	0,94
SSM : Kapton aluminisé de 0,5 mm d'épaisseur	0,36	0,52	0,69
peinture blanche (silicate)	0,14	0,90	0,16
7OSR	0,11	0,83	0,13

2.5.3 Récepteur (absorbeur)

Le récepteur solaire converti le rayonnement solaire concentré en chaleur utilisable. Le récepteur est le composant le plus chaud du système du four solaire. L'efficacité du récepteur solaire traduit son aptitude à transférer le maximum de puissance radiative incidente à la plaque chauffante à la température de travail en supportant des pertes thermiques minimales. L'élément actif d'un four solaire est la plaque chauffante (absorbeur). [5]

La surface du récepteur doit avoir les caractéristiques suivantes:

- ✓ Une bonne conductivité et diffusion thermique.
- ✓ Un facteur d'absorption aussi voisin que possible de l'unité.

2.5.4 Température du ciel

En l'absence de relevés, la température de la voûte céleste peut être estimée à l'aide de relations empiriques. En 1961 BLISS a établi une relation en fonction de la température ambiante et celle du point de rosée :

$$T_{\text{ciel}} = T_a \left(0.8 + \frac{T_{dp} - 273}{250} \right) \quad [11] \quad (2.18)$$

En 1963 SWIMBACK proposa une relation plus simple mais plutôt indiquée pour les climats continentaux : [11]

$$T_{\text{ciel}} = 0.0552 T_a m^{1.5} \quad [11] \quad (2.19)$$

Le ciel doit être clair, c'est-à-dire bleu. Les ombres doivent être franches et non pas floues. Les nuages sont évidemment le principal obstacle au rayonnement solaire. Toutefois quelques brefs passages nuageux ne sont pas trop gênants.

Autres facteurs qui diminuent la clarté du ciel : la pollution urbaine et industrielle, ou, au voisinage des déserts, les particules de sable en suspensions dans l'air. Cette situation résulte bien souvent de la déforestation, entraînant à son tour l'érosion par le vent, lorsque le sol n'est plus retenu par les racines des végétaux.

Beaucoup de gens croient que la cuisson solaire marche toujours bien en Afrique, parce qu'il y fait très chaud. Ce n'est pas forcément vrai. La température ambiante n'a qu'une importance secondaire. Ce qui compte principalement, c'est la clarté du ciel. En montagne, avec un ciel très bleu, on a pu faire cuire des pommes de terre, par une température de -5°C . Ce qui n'est pas possible à Niamey (Niger) quand le ciel est trouble, même si il fait 40°C à l'ombre. [16]

III. Gisement solaire au Niger

Le gisement solaire désigne l'ensemble des caractéristiques de la ressource locale en énergie solaire et ses fluctuations en fonction du temps. L'énergie solaire est fluctuante et instantanée. S'il y a un secteur où le Niger doit très légitimement se mordre le doigt est bien celui de l'énergie solaire, et ce pour la raison suivante : le pays dispose d'un avantage géographique incomparable. Le Niger abrite l'une de deux endroits identifiés par la NASA répertoriés comme recevant le plus de lumière en moyenne dans l'année. [17]

L'ensoleillement au Niger est assez régulier sauf au mois d'Août où la présence des nuages est plus forte ; les valeurs moyennes mensuelles varient de 5 à 6 kWh/m² par jour et la durée moyenne d'insolation est de 8,5 heures par jour. [18]

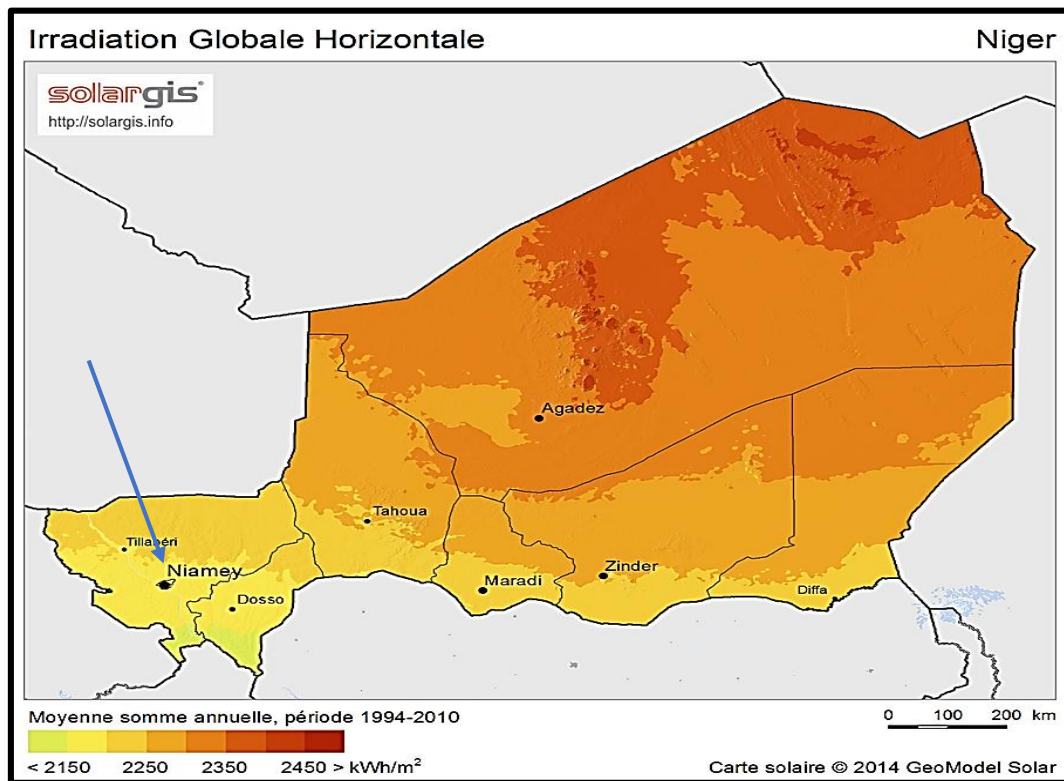


Figure 2.1 : Carte sur le gisement solaire au Niger [18]

Le gisement solaire est un ensemble de données décrivant l'évolution du rayonnement solaire disponible au cours d'une période donnée. Il est utilisé pour simuler le fonctionnement d'un système énergétique solaire et faire un dimensionnement le plus exact possible compte tenu de la demande à satisfaire. [19]

De par sa situation géographique, le Niger dispose d'un gisement solaire énorme comme le montre la figure.

Conclusion

La conversion thermique de l'énergie solaire repose sur la technologie du système, le capteur solaire. Ce système peut être intégré directement comme il peut l'être séparément et cela pour différentes utilisations. Dans cette partie, nous avons détaillé les modes de transfert de chaleur, les propriétés thermiques des matériaux et l'analyse de l'évolution du rayonnement solaire disponible au Niger. Cette évolution, montrée sur la carte du gisement solaire du pays [18], met en évidence l'existence d'un potentiel solaire très dense donc favorable à l'utilisation de l'énergie solaire comme source primaire inépuisable.

Chapitre 3 : Modélisation et simulation du four solaire

Introduction

La simulation est une étape fondamentale qui permet d'introduire un certain nombre de modèles puis d'évaluer les caractéristiques de chaque élément du système (four) ainsi que les paramètres constitutifs. Cette simulation va permettre de mieux comprendre le comportement thermique de ces composants et les interactions entre eux. Avec la simulation, on peut tracer toutes les étapes des bilans thermiques de chaque composant du four et identifier en détail les pertes à travers le système pour améliorer la performance.

Afin d'arriver à simuler le comportement d'un four exposé aux rayonnements solaires à une position géographique et une période données nous devons en premier lieu établir les équations mathématiques et les bilans qui régissent les phénomènes thermiques du four.

Dans ce qui suit, on s'intéressera particulièrement à :

- ✦ Établir le bilan énergétique du four ;
- ✦ Formuler des hypothèses pour simplifier nos calculs ;
- ✦ Déterminer les différents coefficients des transferts thermiques;
- ✦ Déterminer les différents facteurs relatifs à la géométrie de la plaque absorbante ;
- ✦ Établir un programme à l'aide d'un logiciel de simulation MATLAB qui simulera le comportement du four dans un environnement précis puis prévoir ses performances thermiques en se basant sur les équations établies.

I. Principe de fonctionnement

La simulation du comportement thermique du four sera faite sans charge. C'est-à-dire que le système est exposé au rayonnement solaire à vide. Aucun récipient du four ne sera déposé sur la plaque absorbante. Cette étude nous permettra d'estimer les températures maximales qu'on peut atteindre au niveau de la plaque absorbante et de l'air intérieur après une certaine durée d'exposition au rayonnement solaire, lors d'une journée quelconque de l'année et en un site donné. Ce niveau de température nous permettra de statuer dans un premier temps sur les capacités de notre four à cuire les mechouis. [2]

1.1 Description du modèle

Dans le cas où la modélisation sera faite pour le four sans charge, les éléments de base à considérer sont:

- L'environnement extérieur (l'air ambiant)
- La couverture transparente (les vitres)
- L'air intérieur
- La plaque absorbante (plaque chauffante).

Le four solaire constitue un système énergétique complexe où la plupart des modes de transfert thermique sont mis en jeu. Les différents échanges thermiques mis en jeu entre les différents éléments du four solaire sont : le transfert par convection, par conduction et par rayonnement.

Notre modèle s'articule autour de la formulation des bilans d'énergies instantanés entre les différents composants du four. Chacun des éléments du four est caractérisé par une variable d'état. Il s'agit de la *température*. [2]

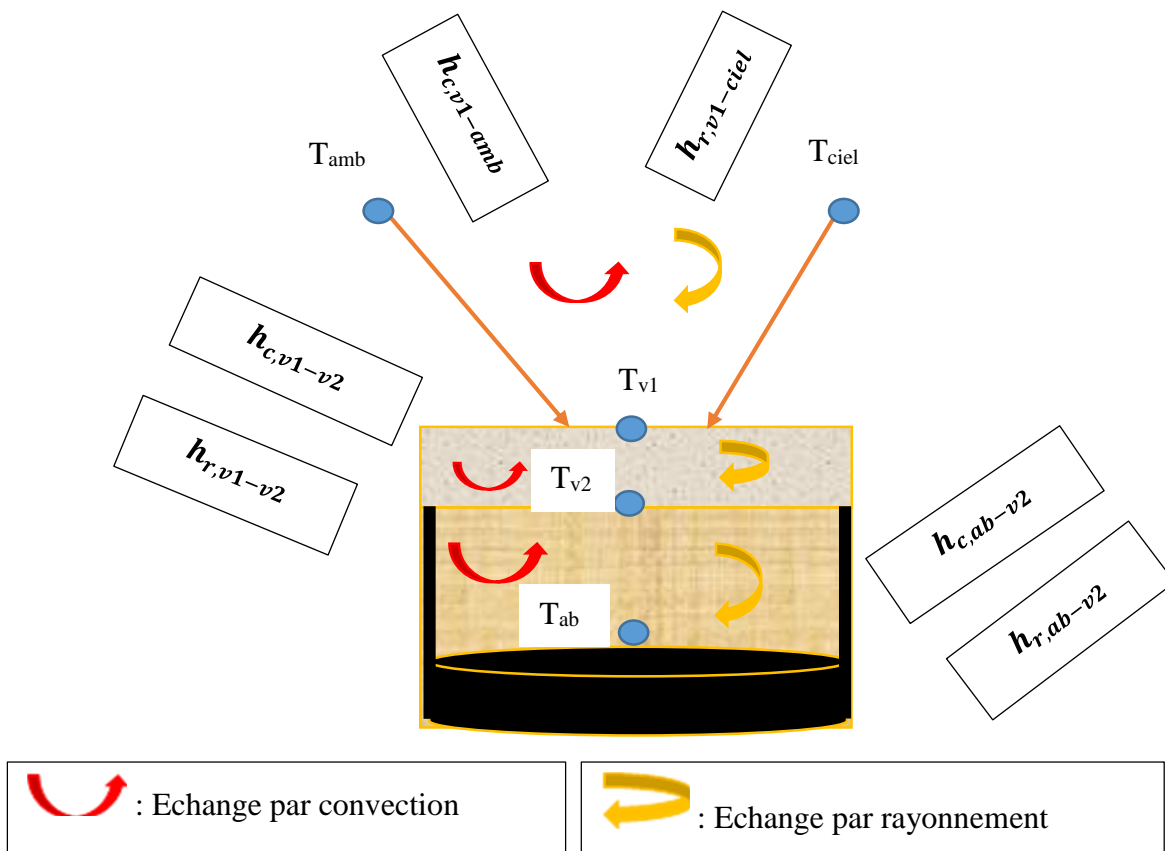


Figure 3.1 : Les inputs énergétiques du four

1.2 Bilan énergétique du four

Pour construire le modèle mathématique, l'écriture des bilans thermiques au niveau de chaque élément sera établie.

On aboutit aux quatre équations suivantes:

- ❖ Bilan énergétique sur le premier vitrage,
- ❖ Bilan énergétique sur le second vitrage,
- ❖ Bilan énergétique du récipient,
- ❖ Bilan énergétique sur la plaque absorbante.

✦ Bilan thermique du 1^{er} vitre :

$$\Delta U = \varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3 + \varphi_4 + \varphi_5 \quad , \quad \Delta U = (mCp)_v \cdot \frac{\partial T_{v1}}{\partial t} \quad [36] \quad (3.1)$$

mCp_v : chaleur spécifique ;

φ_1 : *Puissance solaire absorbée par la vitre extérieure.*

$$\varphi_1 = \alpha_v \cdot A \cdot G_g \quad (3.2)$$

A : surface des vitres ;

α_v : coefficient d'absorption de la vitre ;

G_g : rayonnement global reçu par le four.

φ_2 : *Puissance rayonnée par la vitre extérieure vers le ciel*

$$\varphi_2 = \sigma \cdot A \cdot (\varepsilon_c \cdot T_c^4 - \varepsilon_v \cdot T_{v1}^4) \quad (3.3)$$

σ : constante de Stefan Boltzmann ;

ε_c : émissivité du ciel;

T_c : température du ciel ;

ε_v : émissivité du vitre ;

T_{v1} : température de 1^{ère} vitre ;

φ_3 : *Puissance thermique échangée par convection entre la vitre extérieure et l'extérieur (milieu ambiant)*

$$\varphi_3 = h_{c,v1-am} \cdot A \cdot (T_{am} - T_{v1}) \quad (3.4)$$

$h_{c,v1-am}$: coefficient d'échange par convection entre la vitre 1 et l'exterieur.

T_{am} : temperature exterieure ;

φ_4 : Puissance thermique echangée par convection entre les deux vitres

$$\varphi_4 = h_{c,v1-v2} \cdot A \cdot (T_{v2} - T_{v1}) \quad (3.5)$$

$h_{c,v1-v2}$: coefficient d'échange par convection entre le deux vitres ;

T_{v2} : temperature du 2^e vitre ;

φ_5 : Puissance echangée par rayonnement entre les deux vitres

$$\varphi_5 = h_{r,v1-v2} \cdot A \cdot (T_{v2} - T_{v1}) \quad (3.6)$$

$h_{r,v1-v2}$: coefficient d'échange par rayonnement entre le deux vitres ;

✦ Bilan thermique du 2^e vitre :

$$\Delta U_{v2} = \varphi_6 + \varphi_7 + \varphi_8 + \varphi_9 \quad , \quad \Delta U_{v2} = (mCp)_v \cdot \frac{\partial T_{v2}}{\partial t} \quad [36] \quad (3.7)$$

ΔU_{v2} : Puissance thermique moyenne contribuant à l'échauffement de la vitre interieure

φ_6 : Puissance absorbée par la vitre interieure.

$$\varphi_6 = \tau_v \cdot \alpha_v \cdot A \cdot G_g \quad (3.8)$$

τ_v : coefficient de transmission du verre ;

G_g : rayonnement glabal recu par le four ;

φ_7 : flux de rayonnement entre la vitre interieure et l'absorbeur

$$\varphi_7 = h_{r,ab-v2} \cdot S_{ab} \cdot (T_{ab} - T_{v2}) \quad (3.9)$$

$h_{r,ab-v2}$: coefficient d'échange par rayonnement entre l'absorbeur et la 2^e vitre ;

S_{ab} : surface de l'absorbeur ;

T_{ab} : temperature de l'absorbeur ;

φ_8 : flux de rayonnement entre la vitre interieure et la vitre exterieure

$$\varphi_8 = h_{r,v1-v2} \cdot S \cdot (T_{v1} - T_{v2}) \quad (3.10)$$

φ_9 : Puissance due à l'echange par convection entre la vitre interieure et la vitre exterieure

$$\varphi_9 = h_{c,v2-v1} \cdot A \cdot (T_{v1} - T_{v2}) \quad (3.11)$$

✦ Bilan energetique du recipient :

$$\Delta U_{recp} = \varphi_{10} + \varphi_{11} + \varphi_{12} \quad , \quad \Delta U_{recp} = (mCp)_{tole} \cdot \frac{\partial T_{recp}}{\partial t} \quad [36] \quad (3.12)$$

ΔU_{recp} : Puissance thermique moyenne contribuant à echauffer le recipient

φ_{10} : Puissance absorbée par le recipient

$$\varphi_{10} = \alpha_{ab} \cdot S_{recp} \cdot G_g \quad (3.13)$$

α_{ab} : émissivité de l'absorbeur ;

S_{recp} : surface de base du recipient ;

φ_{11} : flux échangé avec le méchoui

$$\varphi_{11} = (mCp)_{vid} \cdot (T_{recp} - T_{vid}) \quad (3.14)$$

T_{recp} : temperature du recipient ;

T_{vid} : temperature du mechoui;

φ_{12} : flux échangé par convection avec l'absorbeur

$$\varphi_{12} = h_{c2} \cdot S_{recp} \cdot (T_{ab} - T_{recp}) \quad (3.15)$$

S_{recp} : surface de base du recipient ;

✦ Bilan energetique de l'absorbeur :

$$\Delta U_{ab} = \varphi_{13} + \varphi_{14} + \varphi_{15} \quad , \quad \Delta U_{ab} = (mCp)_{ab} \cdot \frac{\partial T_{ab}}{\partial t} \quad [36] \quad (3.16)$$

ΔU_{ab} : Puissance thermique moyenne contribuant à échauffer l'absorbeur.

φ_{13} : Puissance absorbée par l'absorbeur

$$\varphi_{13} = \alpha_{ab} \cdot S \cdot G_g \quad (3.17)$$

φ_{14} : flux échangé par rayonnement entre l'absorbeur et la vitre intérieure

$$\varphi_{14} = h_{r,ab-v2} \cdot S \cdot (T_{v2} - T_{ab}) \quad (3.18)$$

φ_{15} : flux dû à l'échange convectif entre l'absorbeur et la vitre intérieure

$$\varphi_{15} = h_{c,ab-v2} \cdot S \cdot (T_{v2} - T_{ab}) \quad (3.19)$$

Les équations montrent que la connaissance des coefficients d'échange, de l'émissivité, des coefficients de transmission pour effectuer la modélisation et la simulation est indispensable.

II. Hypothèses simplificatrices de base

Afin de simplifier l'analyse de notre système, certaines hypothèses simplificatrices sont posées:

- Les différents éléments constituant le système sont à des températures différentes, mais uniformes.
- Le rayonnement solaire n'est incident que sur le vitrage, sur le réflecteur et la plaque absorbante car le four est constamment orienté suivant l'axe vertical.
- Régime permanent ;
- Le ciel est considéré comme un corps noir à la température T_{ciel} ;
- Le gradient de température dans l'épaisseur du vitrage et la plaque absorbante est négligeable ;
- Les pertes thermiques dues aux fuites d'air sont négligeable ;
- On considère que les surfaces latérales internes de l'enceinte du four (non absorbantes du rayonnement solaire) sont à la température de l'air intérieur. Ceci permet de négliger légèrement les pertes thermiques latérales vers le milieu ambiant à travers les parois isolées ;
- L'échange radiatif entre la plaque absorbante et les parois verticales est négligeable.
- Les propriétés thermo-physiques des matériaux constituant le système sont constantes dans les marges de température de fonctionnement du four ;

2.1 Evaluation des échanges thermiques du four

Les pertes thermiques sont dues à la différence de température entre les différents constituants du four solaire ainsi qu'avec le milieu ambiant. Elles se manifestent selon les trois modes de transfert de chaleur décrits dans le deuxième chapitre.

2.1.1 Approche théorique

Quand un système comporte un absorbeur, un fluide caloporteur (air) et une isolation thermique; on peut toujours définir une puissance utile Q_u transmise au fluide en fonction de la température du fluide: [20]

Soit Q_{sa} l'énergie solaire absorbée par un système solaire (capteur, four...) une partie de celle-ci est récupérée par le fluide caloporteur, c'est l'énergie utile Q_u . Cette énergie peut être directement utilisée .

Un four solaire est aussi sujet à des pertes thermiques. Une partie de l'énergie absorbée est transférée vers l'environnement sous forme d'énergie thermique principalement par convection et rayonnement. Ces pertes seront notées Q_p . Enfin, si on s'intéresse à une période de mise en température du système (au démarrage par exemple) il faudra tenir compte de l'énergie absorbée par le capteur nécessaire à cette montée en température. Cette énergie notée Q_{st} , dépend de l'inertie thermique. Ainsi le bilan thermique global s'écrit : [21]

$$Q_u = Q_{sa} - Q_p - Q_{st} \quad (3.20)$$

$Q_{st} = 0$, en régime permanent

$$Q_u = Q_{sa} - Q_p \quad (3.21)$$

L'énergie solaire absorbée par l'absorbeur Q_{sa} vaut :

$$Q_{sa} = \tau_v \alpha_{ab} G \quad (3.22)$$

où τ_v : facteur de transmission de la vitre,

α_{ab} : facteur d'absorption de la plaque absorbante,

G : l'éclairement global incident sur le capteur.

2.1.1.1 Echange de chaleur entre la 1^{er} vitre et le milieu extérieur

Les pertes entre la 1^{er} vitre et le milieu extérieur sont dues essentiellement au transfert de chaleur par convection et par rayonnement.

$$Q_{p;am-v1} = (h_{r,v1-ciel} + h_{c,v1-am})(T_{v1} - T_{am}) \quad (3.23)$$

✦ $h_{r,v1-ciel}$ Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la 1^{ère} vitre et le ciel donné par.

$$h_{r,v1-ciel} = \frac{\sigma \varepsilon_v (T_{v1}^4 - T_{ciel}^4)}{T_{v1} - T_{am}} \quad (3.24)$$

$$\text{Avec } T_{ciel} = 0.0552 T_{am}^{1.5} \quad (3.25)$$

✦ $h_{c,v1-am}$ Coefficient d'échange par convection entre la 1^{ère} vitre et l'ambient ;

$$h_{c,v1-am} = 5.67 + 3.86 V_{vent} \quad (3.26)$$

$$V_{vent} : \text{vitesse du vent} \quad 0 \leq V_{vent} < 10 \text{ m/s} \quad [22]$$

En remplaçant les coefficients , on :

$$Q_{p;am-v1} = (h_{c,v1-am})(T_{v1} - T_{am}) + \sigma \varepsilon_v (T_{v1}^4 - T_{ciel}^4) \quad (3.27)$$

2.1.1.2 Echange de chaleur entre la 2^e vitre et l'absorbeur

Comme précédemment, l'échange de chaleur entre les deux éléments se fait par convection et par rayonnement.

$$Q_{p;ab-v2} = (h_{r,ab-v2} + h_{c,ab-v2})(T_{ab} - T_{v2}) \quad (3.28)$$

✦ $h_{r,ab-v2}$ Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre la 2^e vitre et l'absorbeur :

$$h_{r,ab-v2} = \frac{\sigma (T_{ab} + T_{v2})(T_{ab}^2 - T_{v2}^2)}{\frac{1}{\varepsilon_{ab}} + \frac{1}{\varepsilon_v} - 1} \quad (3.29)$$

ε_v : Emissivité du verre ;

ε_{ab} : Emissivité de l'absorbeur ;

✦ $h_{c,ab-v2}$ Coefficient de transfert de chaleur par convection entre la 2^e vitre et l'absorbeur ;

Pour déterminer le coefficient de convection $h_{c,ab-v2}$, les correlations suivantes seront utilisées: [23]

$$Nu = 1 + 1,44 \left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \beta} \right] \times \left[1 - \frac{1708 (\sin(1,8\beta))^{1,6}}{Ra \cdot \cos \beta} \right] + \left[\sqrt[3]{\left(\frac{Ra \cdot \cos \beta}{5830} \right)} - 1 \right] \quad [23] \quad (3.30)$$

Avec, β : Inclinaison du vitrage et Ra : Nombre de Rayleigh.

$$Ra = \frac{g(T_{ab} - T_{v2})L^3}{T_{ma}v_a\alpha_a} \quad (3.31)$$

Où

L : espace entre l'absorbeur et la 2^e vitre ;

T_{ma} : la température moyenne de l'air entre l'absorbeur et la 2^e vitre, donnée par :

$$T_{ma} = \frac{T_{ab} + T_{v2}}{2} \quad (3.32)$$

Elle permet d'évaluer les caractéristiques de l'air ($\rho_a, \mu_a, \lambda_a, Cp_a$)

- $\rho_a = \frac{353}{(\theta + 272)} \text{ Kg/m}^3$
- $\mu_a = 10^{-5}(0.0046\theta + 1.7176) \text{ Pa.s}$
- $\lambda_a = 7.57 \cdot 10^{-5}\theta + 0.0242 \text{ Wm}^{-1}\text{°C}^{-1}$
- $Cp_a = 1008 \text{ J.kg}^{-1} \text{ °C}^{-1}$

θ : température en °C, température de saturation

v_a : la viscosité cinématique de l'air, $v_a = \frac{\mu_a}{\rho_a}$

α_a : la diffusivité thermique de l'air, $\alpha_a = \frac{\lambda_a}{\rho_a \cdot Cp_a}$

$$Nu = \frac{h_{c,p-v2} \cdot L}{\lambda_a} \quad (3.33)$$

D'où on tire le coefficient de convection :

$$h_{c,ab-v2} = Nu \frac{\lambda_a}{L} \quad (3.34)$$

2.1.1.3 Echange de chaleur entre la 1^{ère} et la 2^e vitre

L'échange de chaleur entre les deux vitres se fait par convection et par rayonnement.

$$Q_{p;v1-v2} = (h_{r,v1-v2} + h_{c,v1-v2})(T_{v1} - T_{v2}) \quad (3.35)$$

✦ Le coefficient de transfert de chaleur par convection entre les deux vitrages est calculé à partir de l'équation suivante:

$$h_{c,v1-v2} = Nu \times \frac{K_{air}}{e_{v2-v1}} \quad (3.36)$$

e_{v2-v1} : distance entre les deux vitres

K_{air} : conductivité de l'air

✦ Le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre les deux vitrages:

$$h_{r,v1-v2} = \frac{\sigma(T_{v1} + T_{v2})(T_{v1}^2 - T_{v2}^2)}{\frac{2}{\epsilon_v} - 1} \quad (3.37)$$

Duffie et Beckman (1980) ont donné une relation empirique due à Kelvin pour le calcul du coefficient d'échange global avec une erreur inférieure à $\pm 0,3 \text{ W/m}^2$: [23]

$$U = \left(\frac{N}{\frac{c}{T_{abm}} \left[\frac{(T_{abm} - T_{am})}{(N+f)} \right]^e} + \frac{1}{h_{c,v1-am}} \right)^{-1} + \frac{\sigma(T_{abm} + T_{am})(T_{abm}^2 - T_{am}^2)}{\frac{1}{\epsilon_{ab} + 0.00591N h_{c,v1-am}} + \frac{2N+f-1+0.133\epsilon_{ab}}{\epsilon_v} N} \quad (3.38)$$

Avec,

U : coefficient de pertes en $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$,

N : nombre de vitre,

$$f = (1 + 0.089 h_{c,v-am} - 0.1166 \times h_{c,v-am} \times \epsilon_{ab})(1 + 0.07866N) \quad [23] \quad (3.39)$$

$$h_{c,v-am} = 5,67 + 3,86 \times V_{vent},$$

$$c = 520(1 - 0.000051\beta^2) \quad (3.40)$$

pour $0^\circ < \beta < 70^\circ$, et pour $70^\circ < \beta < 90^\circ$ on prend $\beta = 70^\circ$

$$e = 0.43 \left(1 - \frac{100}{T_{abm}} \right) \quad (3.41)$$

T_{abm} : Temperature de la plaque moyenne (K)

T_{am} : Temperature ambiante (K)

On peut écrire alors la densité du flux de chaleur totale perdue comme :

$$Q_p = U(T_{abm} - T_{am}) \quad (3.42)$$

En remplaçant l'expression de la puissance perdue, on aura :

$$Q_u = \tau_v \alpha_{ab} G - U(T_{abm} - T_{am}) \quad (3.43)$$

La performance thermique d'un système solaire (capteur plan, four...) s'évalue en déterminant son rendement instantané défini comme étant le rapport entre le flux utile récupéré sur l'éclairement solaire global. [23]

Calcul du rendement du four

$$\eta = \tau_v \alpha_{ab} - \frac{U(T_{abm} - T_{am})}{G} \quad (3.44)$$

III. Méthode de calcul

On se place ici dans le cas où l'on dispose d'un four solaire dont on connaît les dimensions et les propriétés thermiques et optiques des différents éléments constitutifs. Le problème est de déterminer son rendement dans des conditions météorologiques données. Les inconnues du problème sont : T_{v1} , T_{v2} , T_{ab} , T_{recp} et η .

On utilise une méthode itérative :

- On fixe une valeur arbitraire « réaliste » de T_{v1} , T_{v2} , T_{ab} , T_{recp}
- On calcule les différents coefficients d'échange par convection et par rayonnement puis le coefficient global de pertes.

3.1 Principe de simulation

Pour la simulation de notre four on va suivre la méthode utilisée par Hottel, Whillier et Bliss. Une méthode qui, en régime permanent, suppose que les températures moyennes de tous les composants sont constantes et uniformes. Cette méthode constitue un outil pratique pour un calcul de conception des systèmes solaires.

Dans cette méthode on va procéder par des itérations.

3.1.1 Le programme principal

- ❖ La première étape : entrée des différentes caractéristiques du four et des données climatiques (rayonnement solaire, température ambiante et vitesse du vent).
- ❖ La deuxième étape : on suppose que les températures initiales des différents éléments du four sont égales à la température ambiante sauf la températures de la plaque absorbante. Pour ces températures initiales on calcule :

✚ Les propriétés thermo-physiques de l'air entre la plaque absorbante et le 2^e vitrage à savoir:

- La masse volumique,
- La conductivité thermique,
- La chaleur spécifique,
- La viscosité cinématique.

✚ Les coefficients d'échanges thermiques, à savoir :

- Les coefficients d'échanges par rayonnement entre le 1^{er} vitrage et le ciel et entre la plaque absorbante et le 2^e vitrage, entre le 1^{er} vitrage et le 2^e vitrage,
- Les coefficients d'échanges par convection entre le 1^{er} vitrage et le 2^e vitrage, entre le 1^{er} vitrage et l'ambient et entre la plaque absorbante et le 2^e vitrage,

✚ Les déperditions thermiques du four, à savoir :

- Les pertes à l'exterieur du four,
- Les pertes entre le deux vitres du four,
- Les pertes à l'interieur du four,
 - ❖ La troisième étape : calcul et vérification des températures choisies initialement.
 - ❖ La quatrième étape : calcul du rendement du four.

Ce programme sera développé sur le logiciel Matlab, il est basé sur un processus itératif. Les différentes étapes citées plus haut sont représentées dans l'organigramme qui suit.

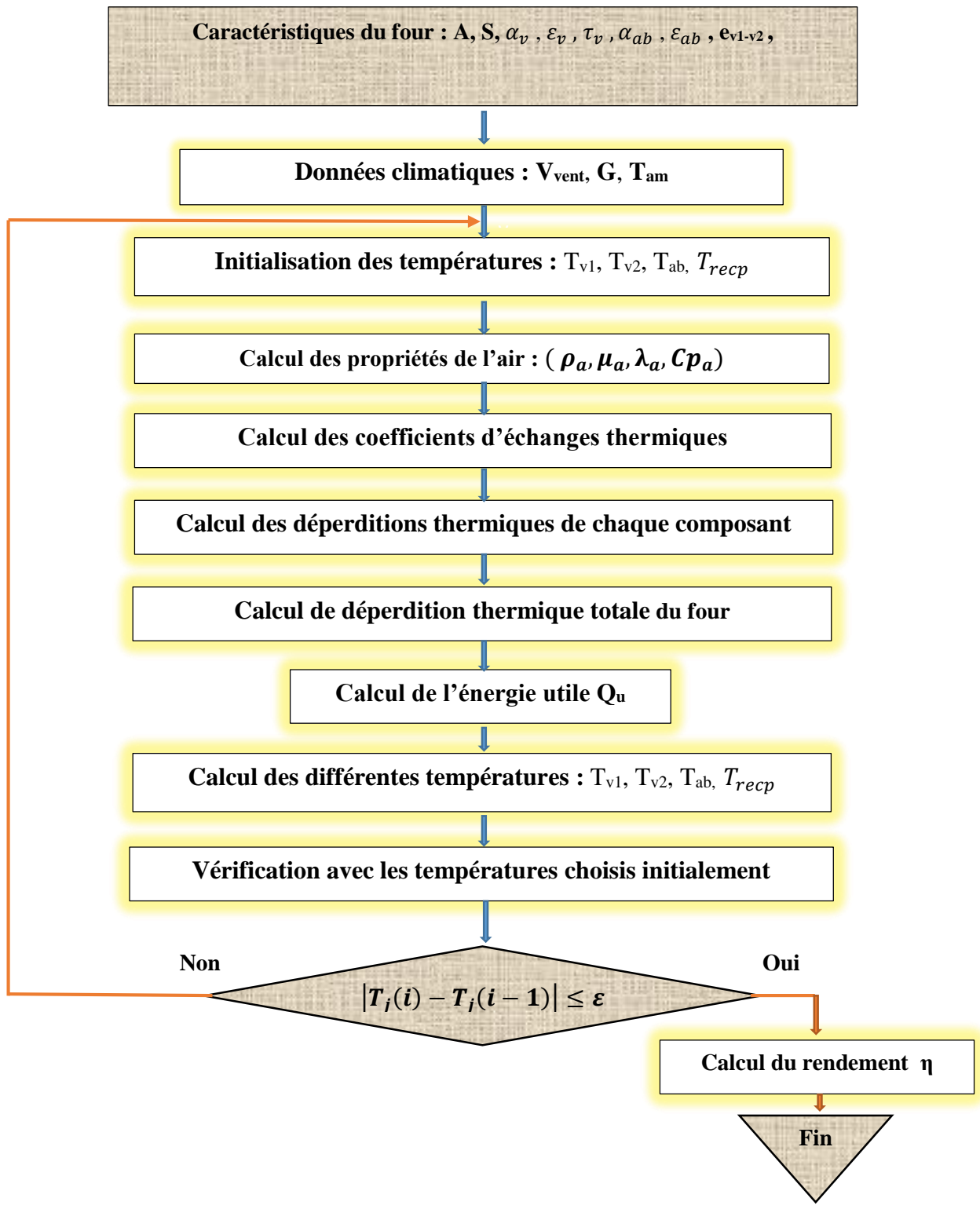


Figure 3.2 : Organigramme du programme principal [21]

IV. Simulation numérique du four

La simulation numérique est très intéressante, car elle permet de tester en évitant le coût de la construction, l'influence des divers paramètres des transferts thermiques sur la cuisson et de prédire le modèle du four réalisant les meilleures performances.

4.1 Description des fours

Avant de concevoir notre four, nous avons besoin d'un four modèle aux caractéristiques bien connues. Notre choix s'est porté sur le four de l'ANERSOL, qui est un four boîte ordinaire à surface horizontale, et sur lequel, après avoir validé le modèle, les résultats de la simulation seront utilisés pour apporter des modifications visant à améliorer la performance du four modèle, le four de l'ANERSOL. Le four proposé sera tronqué de forme trapézoïdale de manière à avoir une surface inclinée dans le but d'éliminer l'ombrage exercé sur une partie importante de l'absorbeur, notamment en période hivernale où la hauteur du soleil est faible, ce qui permet d'augmenter considérablement la surface réceptrice par rapport au four d'ANERSOL.

Les deux fours solaires seront constitués d'une boîte extérieure en bois, une boîte interne de cuisson en tôle d'acier inoxydable, un couvercle à double vitrage, un isolant thermique, un réflecteur et un récipient. L'espace entre le boîtier externe et le bac interne, y compris le fond; est rempli d'un matériau d'isolant en laine de verre pour réduire les pertes en chaleur vers l'extérieur. L'absorbeur, en tôle d'acier inoxydable et peint en noir mat, absorbe le rayonnement solaire et transfère sa chaleur vers le récipient. Le récipient est en tôle d'acier inoxydable et peint en noir également, il sera placé à l'intérieur du four.

4.2 Paramètres physiques

Tableau 3.1 : paramètres d'entrées (Inputs) de la simulation du four solaire.

Paramètre	Valeur	Paramètre	Valeur
Latitude	13.5116°Nord	ρ_a	$\frac{353}{(\theta + 272)}$
Longitude	2.1254°Est	μ_a	$10^{-5}(0.0046\theta + 1.7176)$
A	1×1	λ_a	$7.57 \cdot 10^{-5}\theta + 0.0242$
τ_v	0.84 -0.90	Cp_a	1008
α_{ab}	0.6	ρ_v	2700
σ	5.675×10^{-8}	Cp_v	840

ε_v	0.89	λ_v	0.93
ε_{ab}	0.09	ε_c	0.93
θ	0	S_{ab}	$\mathbf{L}(1.1) \times \mathbf{D}(0.965)$
K_{air}	0.026	S_{recp}	$(\pi \times R^2) / 8$
α_v	0.06	$(mCp)_{tole}$	900
e_{v2-v1}	0.01m	$(mCp)_v$	800

Les équations qui traduisent le comportement thermique du four solaire sont des équations différentielles ordinaires de premier ordre, nous choisissons la méthode de Runge-Kuta pour résoudre ce système, pour cela on peut réécrire les équations de la façon suivante :

$$\checkmark \Delta U_{v1} = (mCp)_v \cdot \frac{\partial T_{v1}}{\partial t}$$

$$\frac{\partial T_{v1}}{\partial t} = \frac{1}{(mCp)_v} (\alpha_v \cdot A \cdot G_g + \sigma \cdot A \cdot (\varepsilon_c \cdot T_c^4 - \varepsilon_v \cdot T_{v1}^4) + h_{c,v1-am} \cdot A \cdot (T_{am} - T_{v1}) + h_{c,v1-v2} \cdot A \cdot (T_{v2} - T_{v1}) + h_{r,v1-v2} \cdot A \cdot (T_{v2} - T_{v1})) \quad (3.45)$$

$$\frac{\partial T_{v1}}{\partial t} = f_1(T_{v1}, T_{v2})$$

$$\checkmark \Delta U_{v2} = (mCp)_v \cdot \frac{\partial T_{v2}}{\partial t}$$

$$\frac{\partial T_{v2}}{\partial t} = \frac{1}{(mCp)_v} (\tau_v \cdot \alpha_v \cdot A \cdot G_g + h_{r,ab-v2} \cdot S_{ab} \cdot (T_{ab} - T_{v2}) + h_{r,v1-v2} \cdot S \cdot (T_{v1} - T_{v2}) + h_{c,v2-v1} \cdot A \cdot (T_{v1} - T_{v2})) \quad (3.46)$$

$$\frac{\partial T_{v2}}{\partial t} = f_2(T_{v1}, T_{v2})$$

$$\checkmark \Delta U_{recp} = (mCp)_{tole} \cdot \frac{\partial T_{recp}}{\partial t}$$

$$\frac{\partial T_{recp}}{\partial t} = \frac{1}{(mCp)_{tole}} (\alpha_{ab} \cdot S_{recp} \cdot G_g + h_{c2} \cdot S_{recp} \cdot (T_{ab} - T_{recp})) \quad (3.47)$$

$$\frac{\partial T_{recp}}{\partial t} = f_3(T_{recp}, T_{ab})$$

$$\checkmark \Delta U_{ab} = (mCp)_{ab} \cdot \frac{\partial T_{ab}}{\partial t}$$

$$\frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = \frac{1}{(mCp)_{ab}} (\alpha_{ab} \cdot S \cdot G_g + h_{r,ab-v2} \cdot S \cdot (T_{v2} - T_{ab}) + h_{c,ab-v2} \cdot S \cdot (T_{v2} - T_{ab})) \quad (3.48)$$

$$\frac{\partial T_{ab}}{\partial t} = f_4(T_{v2}, T_{ab})$$

La méthode de Runge-kutta d'ordre 4 est écrite par la relation suivant : [24]

$$T_{i+1} = T_i + \frac{h}{6}(K_1 + 2K_2 + 3K_3 + 4K_4)$$

$$K_1 = f(t_i, T_i)$$

$$K_2 = f\left(t_i + \frac{1}{2}, T_i + \frac{1}{2}K_1\right)$$

$$K_3 = f\left(t_i + \frac{1}{2}, T_i + \frac{1}{2}K_2\right)$$

$$K_4 = f(t_i, T_i + K_3)$$

Le critère de convergence est donné par :

$$|T_f^{k+1} - T_f^k| \leq \xi$$

Le choix de la valeur ξ est important pour s'assurer que la convergence est bien. Le système s'est réduit à des équations (3.45), (3.46), (3.47), (3.48).

Pour commencer les calculs sur le logiciel, on fixe des valeurs ($T_{v1}^0, T_{v2}^0, T_{recp}^0, T_{ab}^0$).

Ces valeurs seront des valeurs initiales des températures mesurées expérimentalement sur le four de l'ANERSOL.

$$T_{v1}^{i+1} = F_1(T_{v1}^i, T_{v2}^i)$$

$$T_{v2}^{i+1} = F_2(T_{v1}^i, T_{v2}^i)$$

$$T_{recp}^{i+1} = F_3(T_{recp}^i, T_{ab}^i)$$

$$T_{ab}^{i+1} = F_4(T_{v2}^i, T_{ab}^i)$$

$$i=0, \dots, n$$

Après avoir trouvé les différentes températures, on compare les résultats obtenus (résultats simulés) aux résultats expérimentaux afin de valider le modèle choisi.

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons décrit en détail le four d'étude, le bilan énergétique du four et le programme de la simulation à exécuter sur l'environnement MATLAB, afin d'évaluer les performances thermiques du four.

Chapitre 4 : Etude expérimentale

Introduction

Cette partie est consacrée à la réalisation des tests sur le four de l'ANERSOL, à l'aide de différents appareils de mesures appropriés. Afin de caractériser la température du four, les grandeurs suivantes sont mesurées :

- ✦ Les températures des différents éléments du four (les deux vitres, le récipient et l'absorbeur)
- ✦ La température de l'air intérieur du four,
- ✦ La température de l'air ambiant,
- ✦ Le rayonnement solaire horizontal.

I. Dispositif expérimental

La caractérisation des systèmes solaires doit être effectuée selon des règles bien déterminées, unies par les méthodes de tests des dispositifs solaires mises en place par des organisations accréditées, ce qui permettra d'avoir des meilleures performances dans le cadre de la normalisation.

1.1 Description d'essai

Cette étude expérimentale a un objectif principal, connaître la température maximale au sein du four et celle de la plaque absorbante pour pouvoir proposer un nouveau modèle de four plus performant que celui construit par l'ANERSOL. Il s'agit de simuler la performance de ce dernier en remplaçant ou en modifiant certains caractéristiques des matériaux utilisés dans la fabrication du four de l'ANERSOL. Les résultats serviront à valider notre modèle. Il est donc question de confronter les résultats expérimentaux à ceux donnés par notre modèle numérique pour le valider. A l'issue de cette confrontation, nous serons à même de juger de la fiabilité des prédictions du programme informatique développé et nous pourrions alors envisager de l'utiliser pour prévoir les performances du four avec une autre configuration. Les tests qui seront programmés seront des tests à vide, effectués sans aucune charge, et des tests en charge. Pour les besoins de notre étude, un prototype sera proposé.

Pour avoir assez de données une fréquence de relevée des données d'une (*1 minute*) sera choisie lors des mesures des grandeurs suivantes :

- ✦ La température ambiante,
- ✦ La température de la plaque absorbante,
- ✦ La température des vitrages,
- ✦ La température de l'air intérieur du four,
- ✦ La température du récipient,
- ✦ L'éclairement solaire global sur plan horizontal.

1.2 Caractéristiques du four

Le four utilisé pour l'expérimentation est un four solaire de type hot box, avec une forme parallélépipédique de **112cm** de longueur, **112cm** de largeur et **63cm** de hauteur, le tout avec quatre pieds de rouleur. L'absorbeur est un demi-cylindre constitué d'une tôle peinte en noir d'une longueur de **100** cm et d'un diamètre de **965** mm. Le four possède un double vitrage et un réflecteur (miroir) pour un rayonnement concentrique au fond de la boîte où des pierres sont déposées pour stocker la chaleur. La paroi extérieure est en bois. Entre le panneau et l'absorbeur, existe un isolant en laine de verre de **25** mm d'épaisseur. [25] Les mechouis ou les pâtisseries à cuire ne sont pas exposés directement au rayonnement solaire, ils sont disposés sur un récipient à l'intérieur du four.

Tableau 4.1 : Caractéristiques du four

Dimensions de la porte	0,27*0,43 m, e=10cm
Récipient en acier	L=1m ; l= 0,45m ; H = 15cm
Couverture	1,13* 1,13 m
Vitre récepteur	Verre ordinaire e=4mm ; 0,91*1,07 m
Vitre absorbeur	1,03*1,06 m ; e=4mm
Plaque absorbante	L=1m ; D=0,965m, e=8mm
Isolation	laine de verre e=25 mm

Vue de face extérieure du four

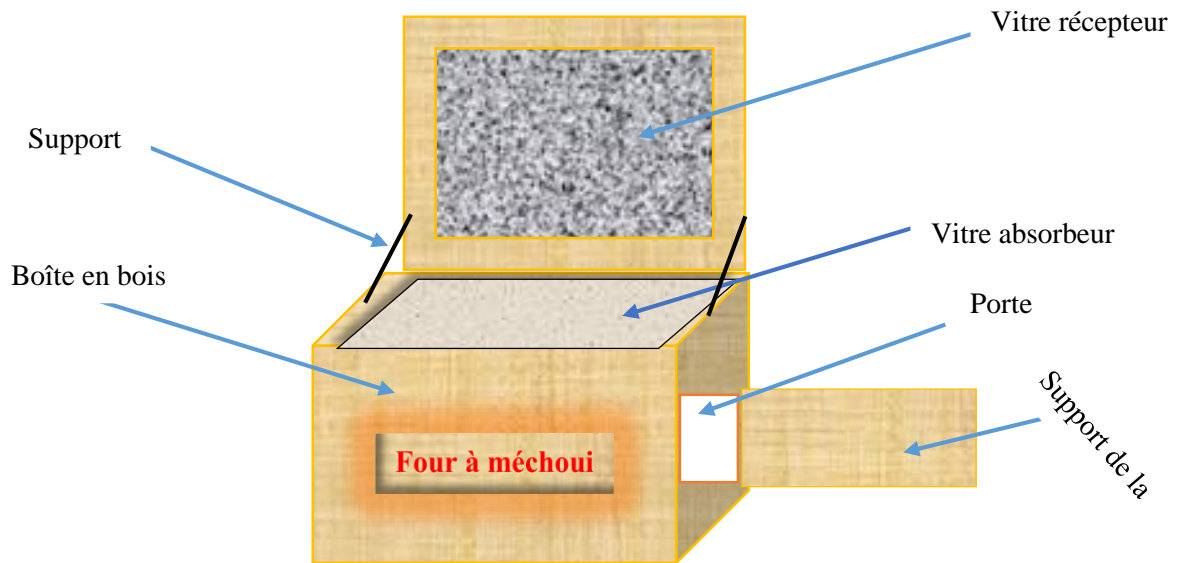


Figure 4.1 : vue de la face du four

II. Les instruments de mesures utilisés

2.1 Mesure des différentes températures

La mesure des différentes températures du four (le récipient, la plaque absorbante, les vitres, air intérieur) et la température ambiante est assurée par des thermocouples de type K.

Ainsi, il nous faut 06 thermocouples de type K pour réaliser notre mesure sur le four solaire.

- ✓ 1 thermocouple sera installé sur la plaque absorbante,
- ✓ 1 thermocouple pour la température du récipient,
- ✓ 1 thermocouple pour la température ambiante,
- ✓ 1 thermocouple pour la température de la 1^{ère} vitre,
- ✓ 1 thermocouple pour la température du 2^e vitre,
- ✓ 1 thermocouple pour la température de l'air intérieur.



2.2 Mesure du rayonnement solaire

La mesure de l'éclairement global incident sur la surface du four est effectuée à l'aide d'un Pyranomètre. Ce dernier est fixé sur un support métallique incliné à côté du four d'un angle presque identique à celui de la surface du four.



2.3 Mesure de la vitesse du vent

La mesure de la vitesse du vent est effectuée à l'aide d'un appareil, *testo 410-1*. C'est un appareil combiné regroupant débitmètre et thermomètre. Il est généralement prévu pour mesurer la vitesse de l'air au niveau des bouches d'aération. Grâce à la mesure simultanée de la température et du débit de l'air, cet appareil permet d'analyser les conditions climatiques.

L'appareil a des plages de mesure (0.4 -20m/s), d'une résolution de (0.1m/s) et d'une précision (+/-0.2m/s+2% val.moy). Sa température d'utilisation est comprise entre -10°C et 50°C. Les mesures sont effectuées manuellement pendant chaque 30 min.



2.4 Acquisitions des données

Un enregistreur datalogger de type CR1000 est utilisé pour l'acquisition des données. Il permet la lecture des différentes températures à savoir : la température de la 1^{ère} vitre, la température de la 2^e vitre, la température de l'air intérieur, la température de la plaque absorbante, la température du récipient, la température ambiante et l'éclairement solaire.



Mais pour avoir les données, nous avons établi un programme au préalable (**Annexe 7**).

2.5 Schéma synoptique de la chaîne de mesures

La **figure (4.2)** ci-dessous représente le schéma synoptique de notre installation, cette dernière comporte plusieurs thermocouples de Type K implémentés à divers endroits du four solaire, d'autres capteurs permettant la mesure des paramètres climatiques (température ambiante et éclairement solaire) sont utilisés, liés à une unité d'acquisition de données de type datalogger CR1000, connectée à son tour à un micro-ordinateur.

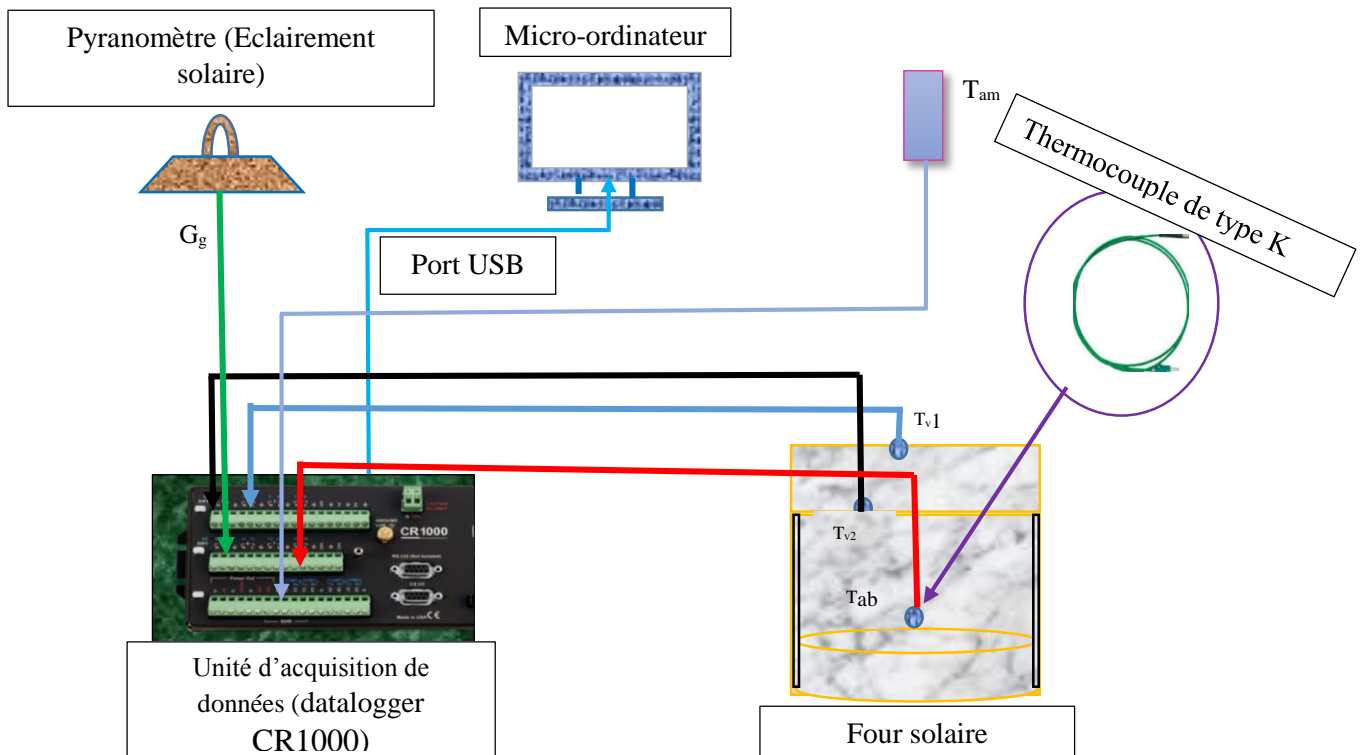


Figure 4.2 : Schéma synoptique de l'installation du four solaire boîte

III. Déroulement des tests expérimentaux

Les tests expérimentaux ont été effectués sous ensoleillement naturel de Niamey au sein de l'Agence National d'Energie Solaire (ANERSOL). Pour chaque test, on mesure la température ambiante, la température de la plaque absorbante, la température des deux vitres, la température de l'air interne du four, et /ou la température du récipient du four utilisé, ainsi que le rayonnement solaire incident sur le plan horizontal.

Pour la mesure des températures, des thermocouples de type K ont été utilisés. Pour mesurer le rayonnement solaire global, on utilise un pyranomètre de type CM11. Tous ces transducteurs sont reliés à une acquisition de données, qui fait des lectures chaque 60 secondes.

Coordonnées géographiques :

Pour la région de Niamey nous avons:

- Latitude= 13.5116°Nord
- Altitude= 205m
- Longitude=2.1254°Est

3.1 Essai à vide

Durant ces tests, le four est exposé au soleil sans aucune charge, avec et sans récipient. Les essais à vide ont été effectués durant les journées du 12, 13, 24, 25 et 26 septembre 2018 et la journée du 1^{er} octobre 2018.

3.1.1 Essai à vide sans récipient

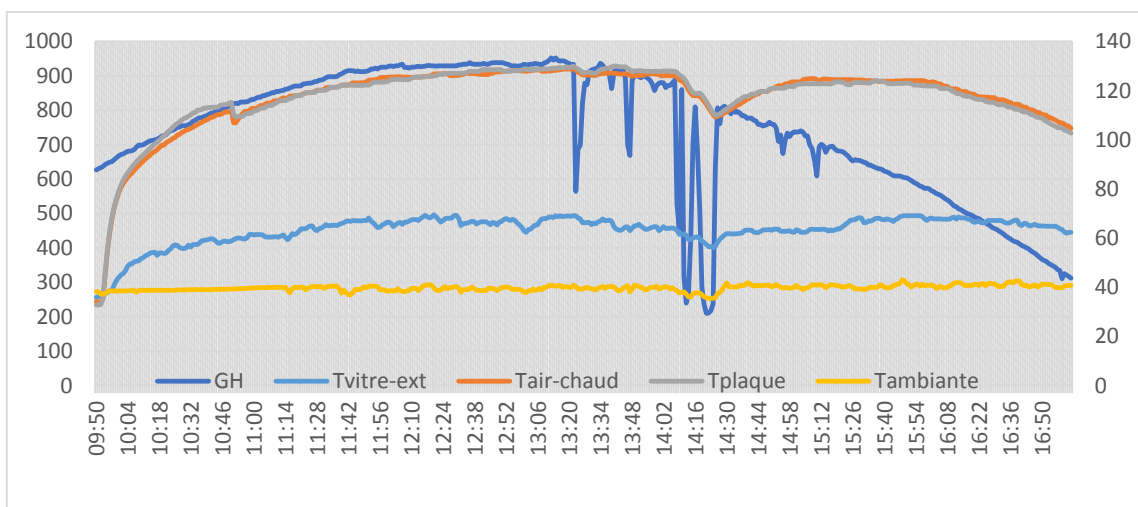


Figure 4.3 : Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 12 septembre

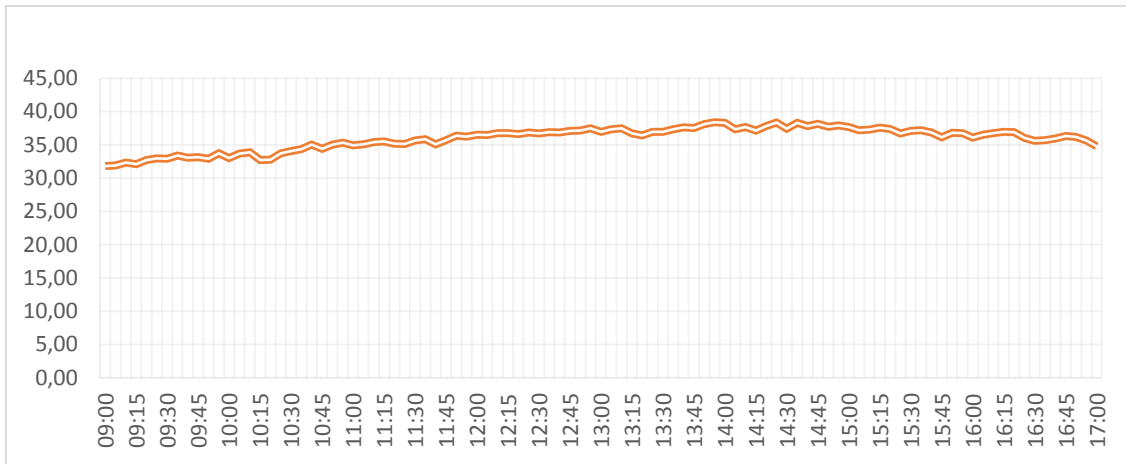


Figure 4.4 : Evolution de la température ambiante pour la journée du 13 septembre

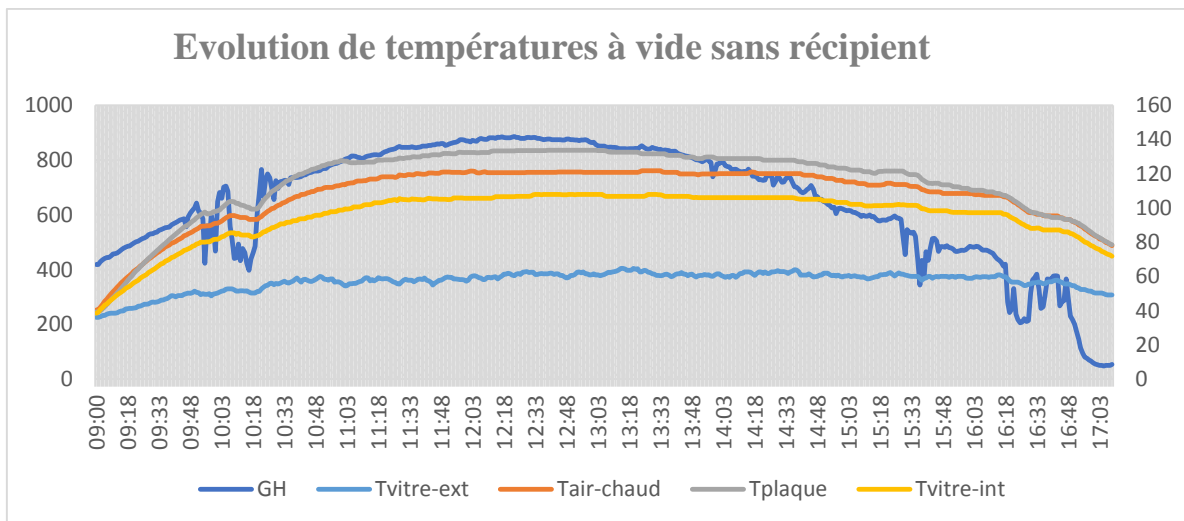


Figure 4.5 : Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 13 septembre

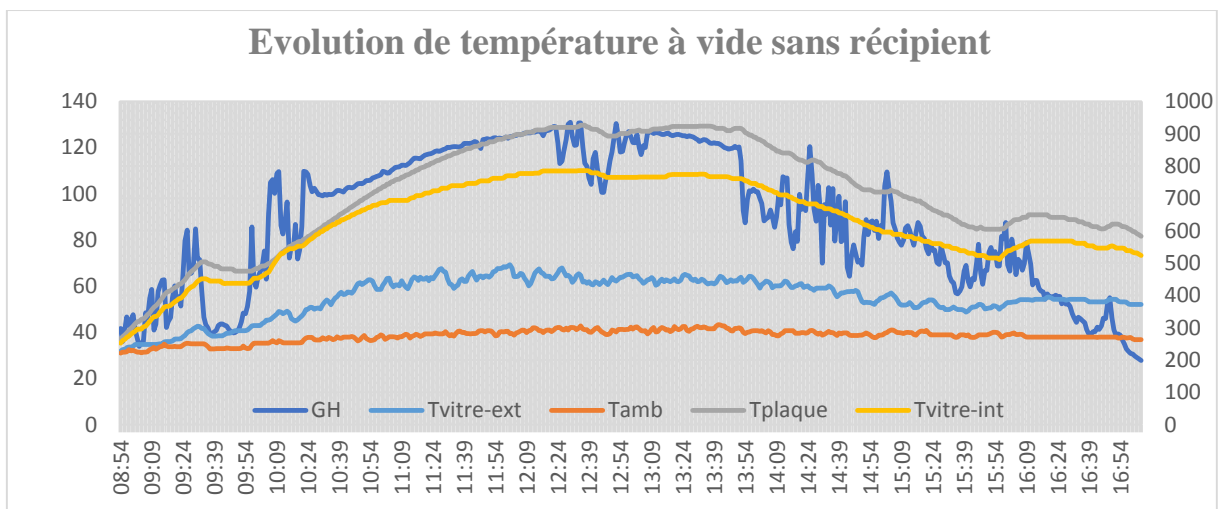


Figure 4.6 : Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 26 septembre

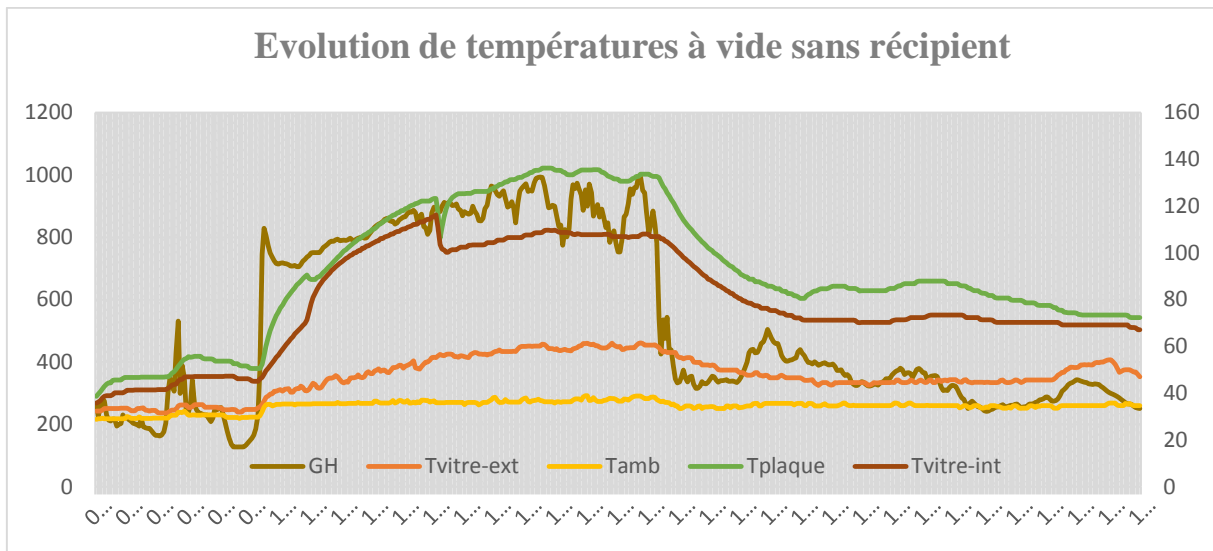


Figure 4.7 : Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 01 octobre

3.1.2 Essai à vide avec récipient

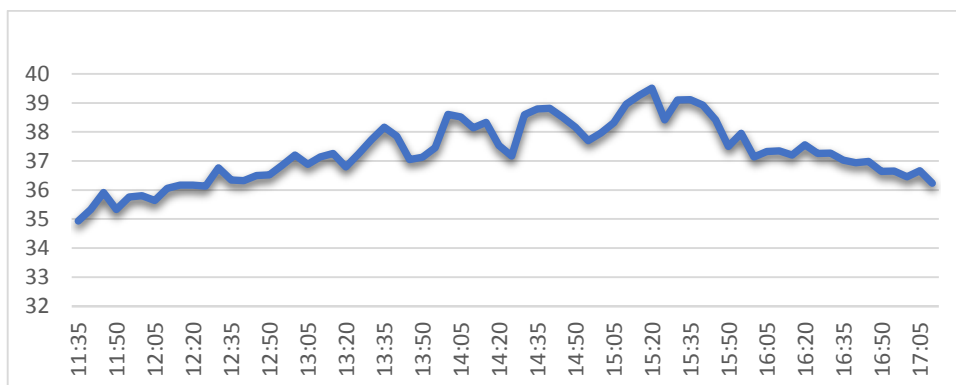


Figure 4.8 : Evolution de la température ambiante pour la journée du 24 septembre

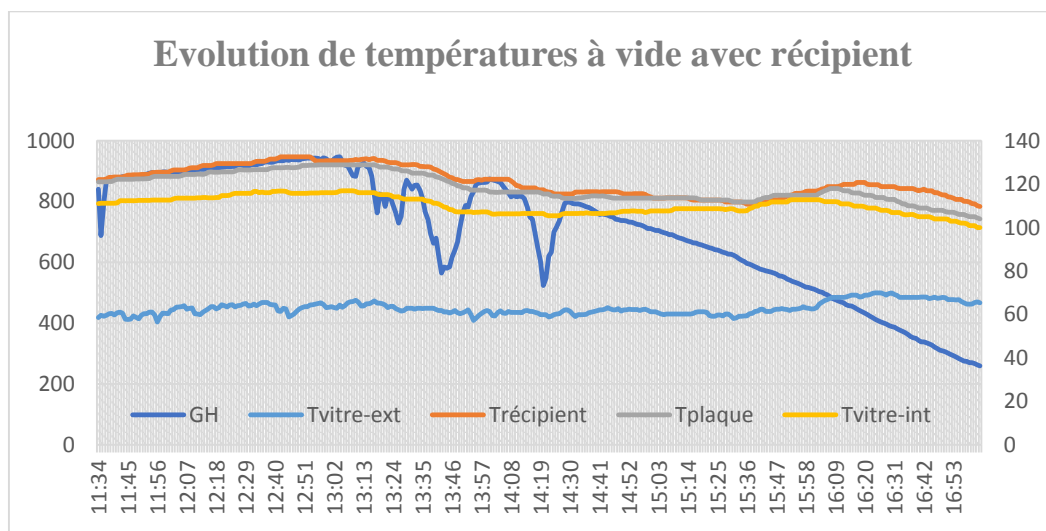


Figure 4.9 : Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 24 septembre

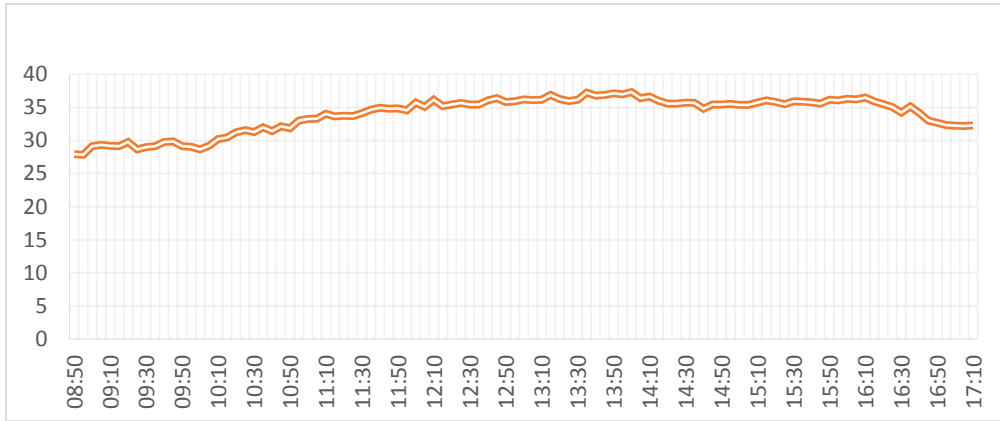


Figure 4.10 : Evolution de la température ambiante pour la journée du 25 septembre

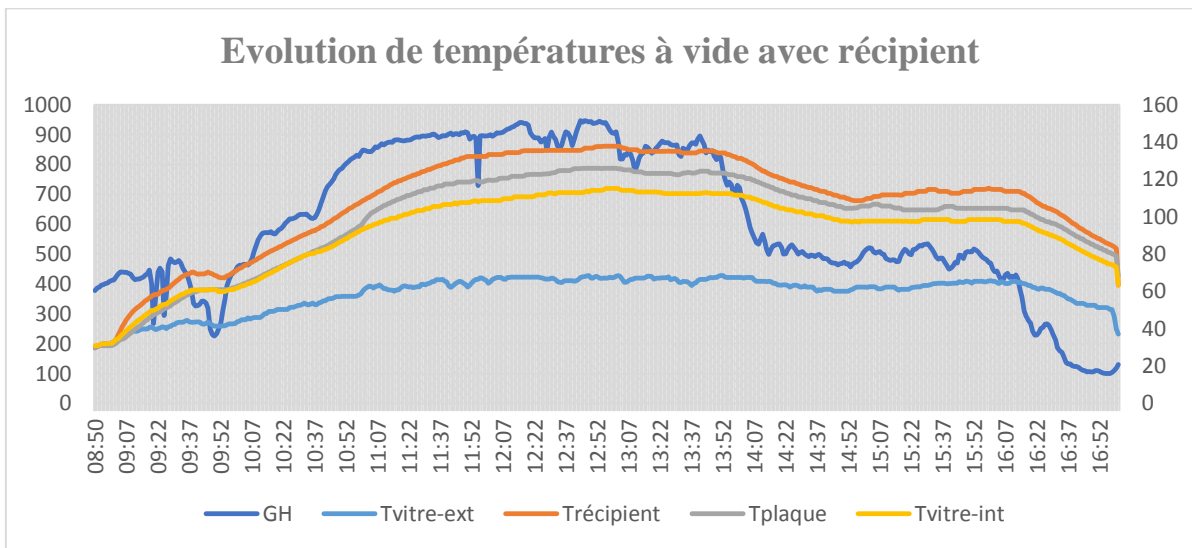


Figure 4.11 : Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 25 septembre

3.2 Essai en charge

Il s'agit d'un test de cuisson de poulets qui nécessite des températures de cuisson élevées de l'ordre de 100°C à plus.

Pour l'essai en charge, nous avons mis 6 poulets dans le four. Le four était exposé au soleil pendant 2 heures de temps pour permettre d'avoir dans son enceinte un air chaud. Cette expérience d'essai en charge a été effectuée durant la journée du 27 septembre où les mesures enregistrées sont les plus élevées parmi toutes nos mesures. Ces mesures nous ont ainsi rassurés sur la possibilité d'une bonne cuisson des poulets durant la période d'étude.

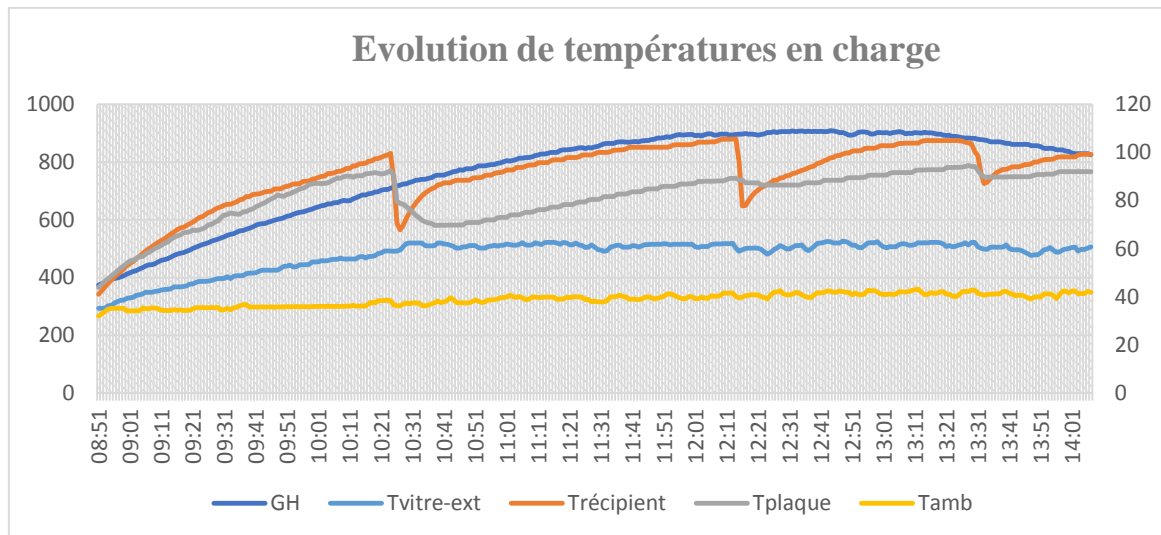


Figure 4.12 : Evolution des températures et du rayonnement pour la journée du 27 septembre

Conclusion :

Ce chapitre a permis la description détaillée de notre protocole expérimentale. Les différents tests réalisés sur le four de l'ANERSOL ont été faits à l'aide des appareils de mesures appropriés. Ces appareils ont permis de connaître les valeurs des grandeurs suivantes :

- Les températures des différents éléments du four (les vitrages, le récipient et l'absorbeur)
- La température de l'air intérieur du four,
- La température de l'air ambiant,
- Le rayonnement solaire horizontal.

Ces données ont été utilisées dans le logiciel Matlab pour tracer des courbes illustrant leurs évolutions.

Chapitre 5 : Résultats et discussions

Introduction

Cette partie est consacrée à l'analyse et à l'interprétation des résultats expérimentaux et simulés, suivie de leur étude comparative dans le but de valider le modèle utilisé.

I. Analyse des résultats

1.1 Analyse des résultats de l'essai à vide sans récipient

Sous un ensoleillement maximum de 952W/m^2 pour la journée de 12/08/2018 à 13h14min, on remarque quelques perturbations entre 13h23min et 14h23min, **Figure 4.3**. Ces perturbations sont essentiellement causées par un passage nuageux durant cette période.

Le four est exposé au soleil de 09h50 à 16h50, pendant cet intervalle de temps on a mesuré la température maximale de chaque élément du four. Les températures obtenues sont: $T_p=129^\circ\text{C}$ à 13h42 ; $T_{amb}= 40,47^\circ\text{C}$ à 14h42. La courbe de la température de l'air intérieur (T_{air}) est presque la même que celle de la plaque (T_p), **Figure 4.3**, avec un écart moyen très faible de $0,23^\circ\text{C}$, ce qui signifie l'atteinte de la température de stagnation.

On constate aussi que la température de la vitre extérieure est sensiblement égale à celle de l'air ambiant, nous pouvons alors dire que les pertes par convection entre l'air ambiant et la vitre extérieure ne sont pas assez importantes durant cet intervalle de temps. Le léger décalage des deux courbes permet de confirmer que la température de la vitre varie en fonction de la vitesse du vent et cela est dû aux pertes par convection mentionnées. Selon le modèle établi, qui a été décrit au chapitre 3, on peut conclure que l'augmentation de la vitesse du vent provoque une diminution de la température de la vitre.

Le faible écart entre température de l'air intérieur et la température de la plaque absorbante est expliqué par des hypothèses simplificatrices données dans le chapitre 3. Celles-ci éliminent les échanges par convections entre la plaque absorbante et les côtés latéraux du four. Ces conditions n'empêchent pas la présence de quelques échanges par rayonnement entre plaque absorbante et la vitre intérieure, puisque la surface de l'absorbeur possède un facteur d'émission faible. Ce phénomène physique prouve significativement l'effet de serre crée entre la plaque et la vitre, comme le rayonnement solaire est piégé, quand le four est exposé à vide, la température de l'air et celle de la plaque sont ainsi presque égales.

Pour la journée du 13/08/2018, le four est exposé de 09h à 17h, nous avons enregistré quelques fluctuations de la température ambiante, entre 09h55 et 10h24 et de 15h43 jusqu'au coucher du soleil, dues à des passages nuageux. Malgré ces perturbations le rayonnement global horizontal maximal est de 884 W/m^2 à 12h22. Comme pour la première journée, nous avons relevé la température maximale de chaque élément du four. Les résultats obtenus sont : $T_p=128,1^\circ\text{C}$ à 12h58 ; $T_{amb}= 38,30^\circ\text{C}$ à 14h, $T_{air}= 121,8^\circ\text{C}$ à 13h30. Les courbes 4.4 et 4.5 suivent la même allure que celle de la température de la vitre intérieure, mais avec un écart moyen de $7,50^\circ\text{C}$, dû aux différentes pertes par convection, radiation et rayonnement décrites aux chapitres 3.

Exposé de 08h54 à 17h54 pour la journée du 26/08/2018, sous un ciel très couvert tout au long de la journée, nous avons enregistré la plus grande valeur pour le rayonnement global horizontal, 931 W/m^2 à 12h52. Pour les courbes des températures du four, on remarque que ces courbes ont la même allure que celle du rayonnement. La température maximale pour les différents éléments du four sont : $T_p=129,2^\circ\text{C}$ à 13h37 ; $T_{amb}= 42,04^\circ\text{C}$ à 13h10, $T_{v2}= 110^\circ\text{C}$ à 12h38, **Figure 4.6.**

Pour la journée 01/09/2018, le four est exposé de 08h50 à 17h50 et les valeurs maximums sont : $GH= 943$ à 13h08, $T_p=135,5^\circ\text{C}$ à 12h44 ; $T_{amb}= 38,26^\circ\text{C}$ à 13h07, le ciel est peu couvert, **Figure 4.7.**

1.2 Analyse des résultats de l'essai à vide avec récipient

Pour la journée du 24/08/2018, le four est exposé de 11h35 à 17h05, durant cette journée nous n'avions pas eu de matériels de mesure à temps ce qui fait que le four n'as pas été exposé tôt le matin, mais malgré ce retard nous avons pu relever des données. On remarque quelque passage nuageux à 13h26 ; à 13h45 et 14h21, $GH= 947 \text{ W/m}^2$ à 13h04, $T_p=128,9^\circ\text{C}$ à 13h01 ; $T_{amb}= 39,51^\circ\text{C}$ à 15h20, $T_{recp}= 132,6^\circ\text{C}$ à 12h48, **Figure 4.8** et **Figure 4.9.**

Sous un ensoleillement naturel de la ville de Niamey pour la journée 25/08/2018, le four est exposé de 08h50 à 17h10, les courbes des températures des composants du four et la courbe d'évolution de l'éclairement solaire global présentent des variations très brusques et des irrégularités. Les courbes de T_{recp} ; T_p et T_{v2} ont même allure. Les fluctuations sont dues au passage nuageux qui imposent un régime de fonctionnement transitoire pour le four solaire, et la valeur maximale de chaque composant est : $GH= 947 \text{ W/m}^2$ à 12h44, $T_p=126^\circ\text{C}$ à 12h48 ; $T_{amb}= 37,34^\circ\text{C}$ à 14h00, $T_{recp}= 137,8^\circ\text{C}$ à 12h55, **Figure 4.10** et **Figure 4.11.**

La réponse en température du four, dont l'inertie thermique est très faible, traduit fidèlement les variations de l'éclairement solaire qui constitue la source principale du four solaire.

En considérant l'expérience menée par *Abdoussalam Ba et al.* [25] sur le four solaire du CNES (actuel ANERSOL) nous obtenons des résultats similaires.

1.3 Analyse des résultats de l'essai en charge

Le test en charge du four de l'ANERSOL a été effectué le 27/08/2018, exposé pendant 310 mn de 08h51 à 14h01. Pour le test, nous avons mis 6 poulets dans le four solaire et, l'expérience a duré 3h 34 mn. Comme l'essai à vide, cet essai en charge a permis au cours du temps de mesurer les différentes températures. Pour chaque élément du four la température maximale a été relevée. On constate sur la **Figure 4.12**, trois chutes des températures pour les différentes courbes, la première à 10h27 lorsqu'on a mis les poulets ; le deuxième lorsqu'on a changé la position des poulets à 12h17 et le troisième lorsqu'on a changé à nouveau la position des poulets à 13h43. Ces chutes de température sont causées par : l'ouverture de temps en temps de la porte du four ; l'augmentation de l'inertie thermique du système entier (augmentation de la masse totale du système due à l'introduction des poulets ; la différence d'état thermiques des parties des poulets en contact avec la plaque absorbante et celles qui ne le sont pas) et les irrégularités ou perturbations atmosphériques imposant un régime de fonctionnement transitoire du four solaire. Eventuellement, on constate la baisse du rayonnement incident dû au passage des nuages, la température ambiante a dépassé le seuil de $43,18^{\circ}\text{C}$ à 13h12 alors que celle de la plaque absorbante a dépassé $94,5^{\circ}\text{C}$ à 13h28 et le rayonnement solaire enregistré à 13h06 est de 906 W/m^2 , ces valeurs enregistrées prouvent que le ciel n'est pas totalement couvert pendant toute la journée.

II. Analyse des résultats de simulation

Pour lancer la simulation, nous avons utilisé en inputs les valeurs initiales des températures expérimentales mesurées sur les différentes composantes du four. L'évolution des températures ainsi obtenues (températures simulées), **Figure 5.1**, a été comparée à celle des températures expérimentales. On constate sur cette figure un écart entre les résultats calculés numériquement et ceux mesurés expérimentalement, mais les courbes ont la même allure.

Sur cette figure, les courbes à gauches sont pour la plaque absorbante et celle qui sont à droites sont pour la vitre extérieure.

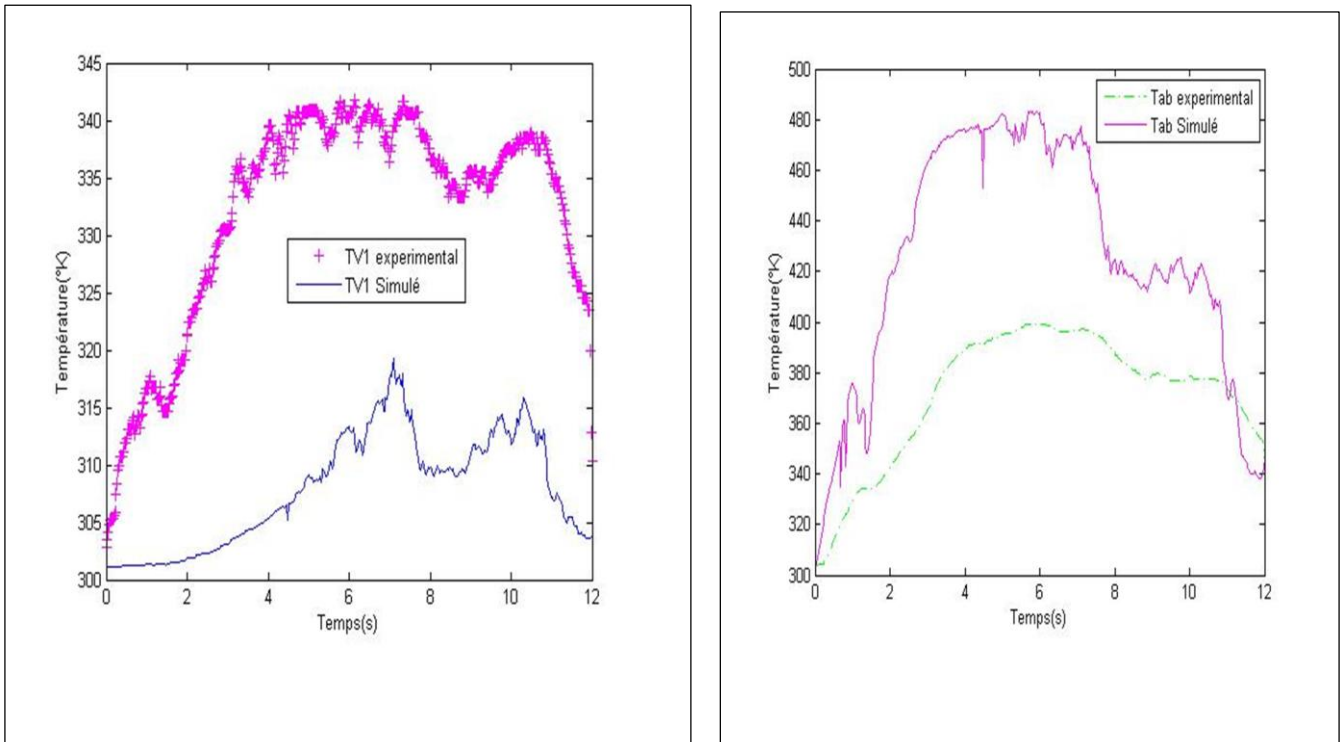


Figure 5.1 : Evolution des températures expérimentales et simulées de la vitre extérieur et celle de la plaque absorbante

Pour la journée du 25/08/2018, on observe que la température de la vitre intérieure est plus grande que celle de la plaque absorbante, **Figure 5.7** ; avec un écart moyen de **6,49°C** et que la température expérimentale de la vitre extérieure suit la même allure que celle obtenue par simulation, avec un écart moyen de **25,55°C**. Cette dernière commence à dominer la température de la vitre intérieure après un temps, à l'intérieur du four boîte quand le rayonnement est piégé, la température de l'air tend à remonter vers la vitre ; ce qui explique cet écart de température entre la vitre intérieure et celle de la plaque. A partir de ce constat, nous pouvons dire que le modèle décrit au chapitre 3 et le bilan thermique établi lors de cette étude permettent d'expliquer ceci : pour un système solaire (four), quand le rayonnement frappe la surface (la vitre) la température de celle-ci va suivre la même allure que la température du milieu ambiant, le rayonnement sera piégé à l'intérieur pour chauffer l'enceinte ; de là il transmet une partie à la plaque absorbante jusqu'à ce que la température de celle-ci domine toutes les parties du four.

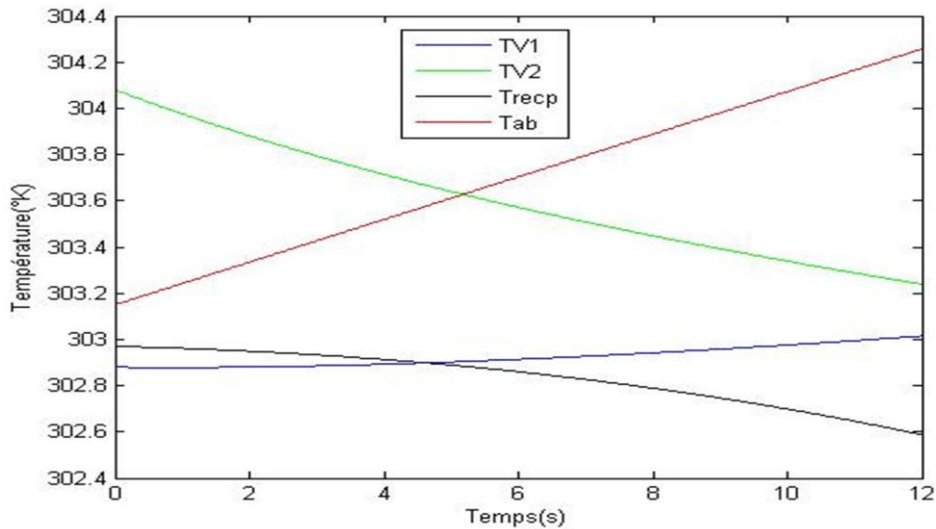


Figure 5.2 : Evolution des températures simulées

III. Comparaison et validation des résultats

L'analyse de l'évolution des températures simulées et expérimentales est faite d'abord à l'aide de **figure 5.1** qui représente l'évolution de la température de la plaque absorbante et celle de la vitre extérieure. Ces deux figures ont la même allure mais avec des écarts de l'ordre de 65 à 100°C, ce grand écart s'explique par l'utilisation d'une part des corrélations empiriques issues de la littérature très limitée et d'autre part, par l'utilisation des modèles mathématiques développés pour des cas bien précis et des configurations qui ne sont pas forcément semblables à celle de notre four.

Pour la validation des résultats, nous allons confronter quelques valeurs de températures atteintes par la plaque absorbante, en appliquant l'approche adoptée dans cette étude, avec les résultats expérimentaux enregistrés au cours des mois de septembre et octobre.

L'éclairement moyen incident est évalué à 686,23 W/m² pour les six jours d'expérimentation conduite durant le mois de Septembre et à 516,84 Wm² pour ceux du mois d'Octobre. Dans ces conditions, la température moyenne de la plaque absorbante est de 105,5°C pour le mois de Septembre et 92,20°C pour le mois d'Octobre.

La **figure 5.1** est un exemple de validation de nos résultats pour un jour type du mois de Septembre 2019 sur le site de l'ANERSOL. La température ambiante varie entre 27,83°C et 37,34°C, alors que l'intensité de l'éclairement solaire varie entre 106 W/m² et 945 W/m². La température expérimentale de la plaque absorbante augmente progressivement avec le temps jusqu'à atteindre un maximum de 126 °C à 13h, les valeurs expérimentales fluctuent autour des valeurs simulées, alors que la valeur prédite est de 200 °C, avec un écart de 74 °C par rapport à

la valeur expérimentée. Cet écart est dû d'une part, aux hypothèses simplificatrices données dans la partie théorique et d'autre part, aux coefficients d'échanges empiriques utilisés au niveau du bilan thermique du four. Nous pouvons conclure que le modèle développé dans cette étude est capable de prédire les températures des éléments du four avec des valeurs un peu proches des données expérimentales.

Ces figures démontrent que notre modèle décrit le comportement du four solaire lorsqu'il est soumis à des conditions naturelles très variables; à savoir de brusques changements de l'éclairement solaire. L'évolution de la température de la vitre extérieure entraîne celle de la vitre intérieure et de la plaque, cela est montré sur les différentes figures des températures lors des essais expérimentaux durant toutes les journées. Mais pour notre modèle, nous avons pris un intervalle petit pour l'échantillonnage, on remarque également qu'au début de la simulation, la température de la vitre extérieure est légèrement supérieure aux températures mesurées sur les diverses parties du four.

Dans le but d'une meilleure évaluation des performances thermiques du four solaire boîte à surface horizontale, les résultats des tests expérimentaux obtenus sur notre four sont comparés avec d'autres prototypes de fours boîtes réalisés à travers le monde, **Tableau 5.1**. Ce tableau montre qu'en période hivernale, la valeur de la température de la plaque absorbante du four est estimée à 105.23 °C pour le mois de Septembre. Cette température ne figure pas parmi les valeurs maximales de la plaque, indiquées du **Tableau 5.1** ; d'où la nécessité d'améliorer le design de cette catégorie de four à surface horizontale afin d'augmenter leurs performances.

Tableau 5.1: Comparaison des températures maxi du four solaire de l'ANERSOL avec d'autres fours solaires réalisés dans le monde. [35]

N°	Réf	Date du test	Eclairement solaire (W/m ²)	Température ambiante	Température maxi de la plaque	Temps à la stagnation
1	Vishaya et al. [26]	23/09/1982	1020	32	122	12:00
2	Harmim et al. [27]	23/07/2008	960	48	140	12:00
3	Harmim et al. [28]	30/12/2012	719	18.2	127.7	12:30
4	Mahavar et al. [29] SFSC-2	20/05/2010	859	42.5	144	13:20
5	Sethi et al. [30]	Janvier 2010	980	20	125	13:00
6	Misra et al. [31]	01/01/2010	662	39.6	133.9	11:30

7	Farooqui [32]	13/11/2012	742.5	36.5	130	-
8	Fayadh [33]	04/03/2011	700	25	110	11:55
9	Yettou et al. [34]	05/02/2013	792	12.5	127.6	13:05

En général, on remarque une concordance entre les mesures expérimentales et celles des prédictions de notre modèle théorique. Mais on note quelques déviations assez importantes entre les valeurs mesurées et valeurs simulées durant les périodes de fonctionnement avec de brusques variations, même si le modèle arrive à tracer l'allure et les différentes variations des courbes de température de chaque partie du four.

On pourrait attribuer ces écarts aux hypothèses simplificatrices considérées dans le *chapitre 3*. L'origine des écarts peut également provenir d'une erreur dans l'estimation des paramètres de transfert de chaleur donnés par des corrélations empiriques.

Ainsi notre code de calcul numérique validé, sera utilisé pour étudier la nouvelle configuration proposée dans le but d'améliorer l'échange convectif vers l'air intérieur et la plaque absorbante, et par la suite améliorer le rendement du four d'étude.

Pour mieux comprendre et exploiter les résultats de la caractérisation des performances énergétiques du four de l'ANERSOL deux éléments importants, à savoir la vitre extérieure et la plaque absorbante, ont fait l'objet de nos mesures.

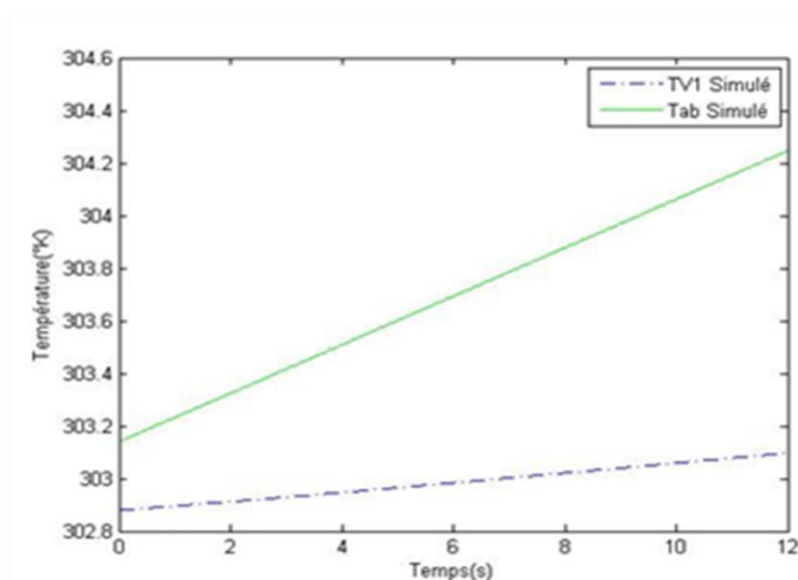


Figure 5.3 : Evolutions des températures simulées de la vitre extérieure et de la plaque absorbante

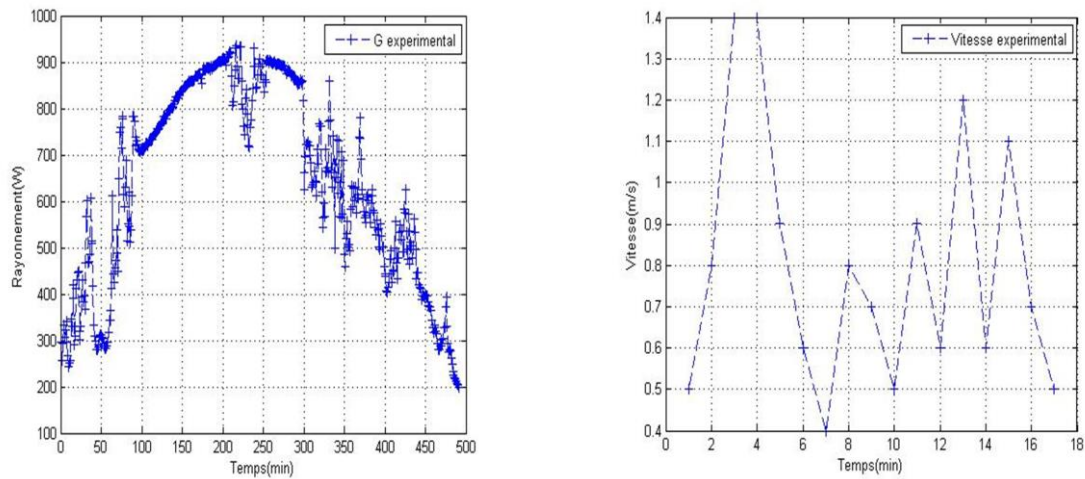


Figure 5.4 : Evolutions du rayonnement solaire et de la vitesse du vent pour la journée de 25/09/2018

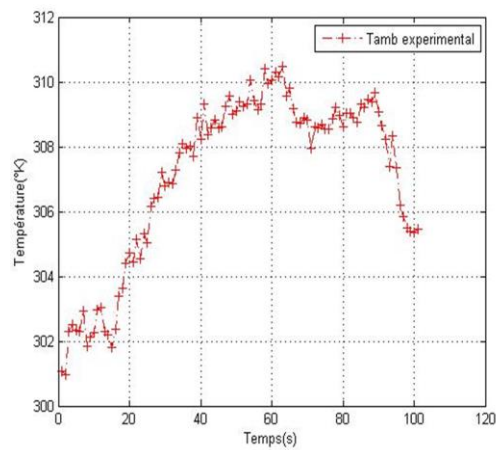


Figure 5.5 : Evolution de la température ambiante pour la journée de 25/09/2018

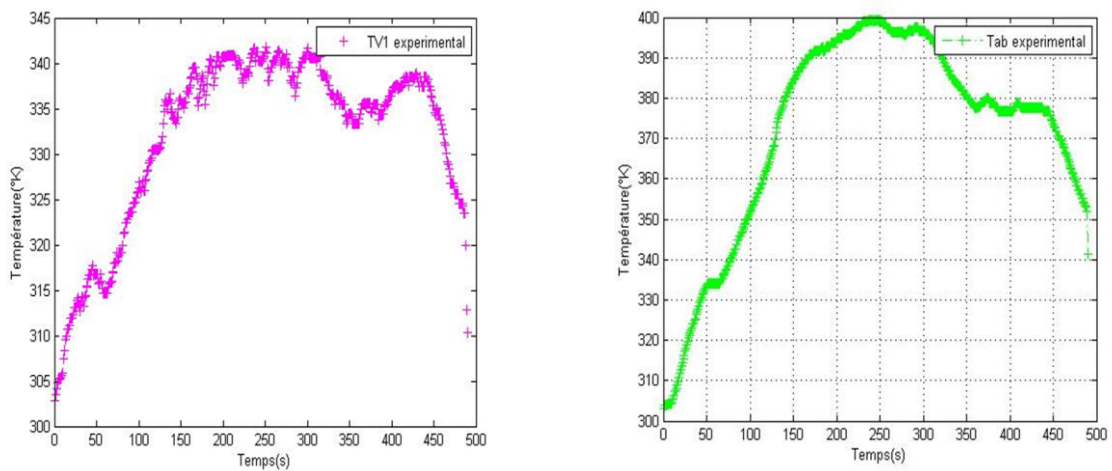


Figure 5.6 : Evolutions des températures de la vitre extérieure et de la plaque absorbante du four pour la journée de 25/09/2018

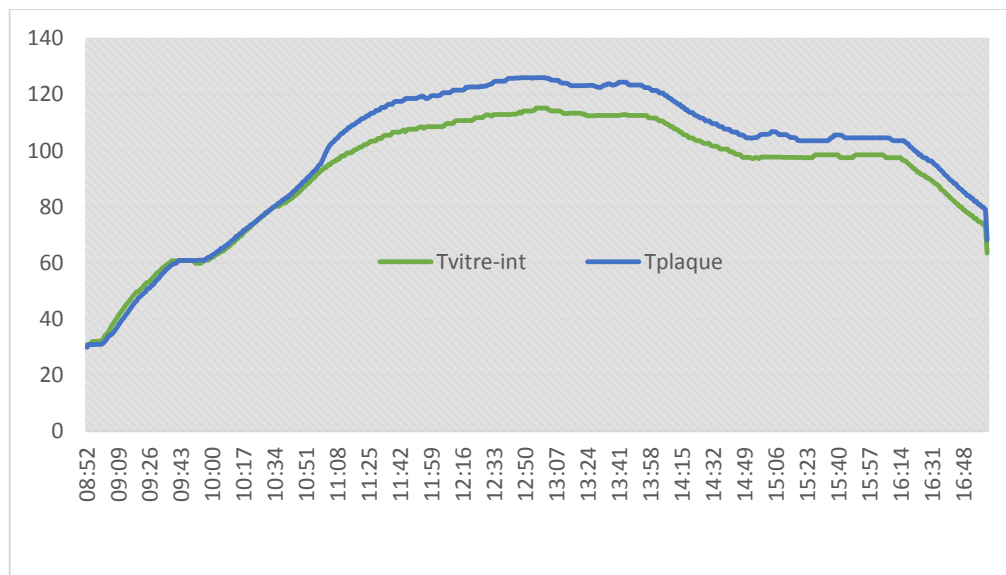


Figure 5.7 : Evolutions des températures de la vitre intérieure et de la plaque absorbante du four pour la journée de 25/09/2018

IV. Evaluation des performances du four de l'ANERSOL et du four proposé

Le rendement thermique du four solaire de type boîte dépend des paramètres climatiques tels que l'éclairement solaire, la température ambiante, la vitesse du vent etc., ainsi que des paramètres propres au système conçu ; tel que, les matériaux utilisés pour l'isolation, les propriétés de la plaque absorbante, le nombre de vitrage et l'utilisation des miroirs réflecteurs. Le test et l'évaluation des performances thermiques des fours solaires sont nécessaires pour la caractérisation de ces dispositifs. Leurs résultats fournissent une base de comparaison avec d'autres modèles.

Afin de procéder à une évaluation des performances thermiques du four modifié (décrit au chapitre précédent) en termes de rendement énergétique et cela en fonction des conditions météorologiques locales, plusieurs tests ont été réalisés durant le mois de Septembre et Octobre 2018 Conformément à la méthode décrite au chapitre précédent. Les expériences ont été ainsi effectuées avec et sans récipient et en utilisant 6 poulets lors de test en charge. Un récipient de cuisson, avec la capacité en charge de 25 poulets, peint en noir a été utilisé pour les tests. Il est à noter également que le four n'a pas été ouvert pendant les mesures à vide.

Pour avoir la configuration optimale du four, avec la température la plus élevée possible de la plaque absorbante, notre code de calcul sera exploité avec des conditions de fonctionnement fixées. Par exemple celle de la journée du **25/09/2018**, et on fait varier les trois paramètres

suivants : ‘**L**’, longueur entre l’absorbeur et la 2^e vitre, ‘**e₁**’, épaisseur et, ‘**l’angle Beta**’, inclinaison du vitrage. Ce choix est soutenu par les études bibliographiques menées, d’une part et d’autre part, que cette étude a soulignées d’après une étude numérique sur l’influence de l’inclinaison dans l’estimation de la performance d’un four solaire. Il a montré que l’angle d’inclinaison est un paramètre interne qui influe sur la performance du four. En faisant varier **L**, l’espace entre la 2^e vitre et l’absorbeur de **27cm** à **20cm**, on obtient un Tableau donnant les résultats relatifs aux deux fours (**configuration A** pour le four de l’ANERSOL et **configuration B** pour le four proposé) ainsi que leurs rendements respectifs.

Les résultats de la simulation nous ont permis de choisir la meilleure configuration. C’est-à-dire celle qui permet d’obtenir la plus haute température de la plaque absorbante. Cette configuration est obtenue pour une inclinaison de **15°** de la surface réceptrice du four et un espace de **20 mm** entre les deux vitres. Pour améliorer l’échange de chaleur entre l’air intérieur du four et la plaque absorbante *P. Ngom et al / J. Sci. [36]*, ont proposé, l’utilisation d’une inclinaison.

B.G. Danshehu and H. Saley [37] ont expérimentalement démontré que l’utilisation d’une distance petite entre la plaque absorbante et la vitre intérieure améliore la surface effective de transfert de chaleur vers le méchoui où les poulets réduisant ainsi la durée de cuisson.

A titre illustratif, Nous indiquons à la **figure 5.8** les évolutions des déperditions de chaleur entre : l’ambient et la vitre extérieure ; les vitrages ; la vitre intérieure et la plaque absorbante respectivement pour l’ancienne configuration (**A**) et la nouvelle configuration (**B**). Suite à cela, une comparaison entre les deux configurations sera faite.

Tableau 5.2: Déperditions et rendement des configurations (**A** et **B**)

	Q1	Q2	Q3	Q4	Rend
Configuration A	430.9333	4.9459	-341.2785	313.9630	88.34%
	Q1	Q2	Q3	Q4	Rend
Configuration B	430.9333	5.2951	-131.9408	313.7845	91.02%

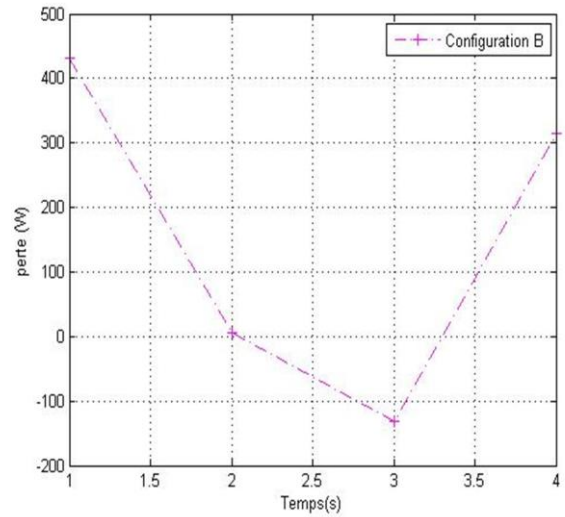
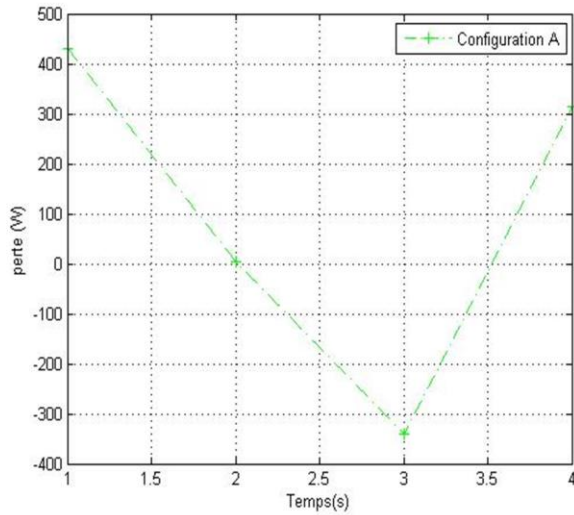


Figure 5.8 : Evolutions des déperditions des fours configurations A et B

Conclusion

Le dernier chapitre de notre étude, nous a permis de faire une analyse des résultats expérimentaux et simulés du four solaire de l'ANERSOL. A partir de ces analyses, nous avons fait une comparaison afin de valider la méthode de simulation utilisée. Cette comparaison a consisté d'évaluer la performance du four solaire de l'ANERSOL et du four solaire proposé.

CONCLUSION GENERALE

Le développement économique d'un pays dépend énormément de son accès à l'énergie qui est aujourd'hui considérée comme le facteur le plus déterminant pour amorcer le développement d'un pays. L'augmentation de la population humaine, l'urbanisation et la modernisation augmentent la demande mondiale en énergie.

De nos jours, les énergies fossiles dominent le secteur résidentiel, considéré comme le secteur principal. La demande d'énergie pour la cuisson est de plus en plus importante dans le monde. Au Niger, la cuisson des aliments est très difficile à supporter, car l'exploitation des sources énergétiques conventionnelles entraînent des conséquences fameuses sur l'écosystème à travers une exploitation abusive du bois. L'utilisation du four solaire constitue une réelle solution pour limiter la déforestation et l'émission des gaz à effet de serre.

Dans le cadre de ce travail, l'étude expérimentale sur le four solaire de l'ANERSOL, la modélisation, la simulation et l'amélioration de performances du four (le rendement) a été menée dans le but d'améliorer la performance du four de l'ANERSOL en réduisant le temps de cuisson qui est assez complexe.

Une étude comparative entre les performances obtenues par simulations et celles obtenues expérimentalement a été conduite dans le but de valider la méthode de simulation utilisée. Les résultats ont montré que la méthode est assez efficace pour concevoir et évaluer un tel type de four. Le programme de simulation ainsi validé a permis de déterminer les dimensions optimales du four proposé (*configuration B*, four modifié). Il a été trouvé qu'un four avec une inclinaison de 15° par rapport à la surface horizontale, une épaisseur de 20 mm entre les deux vitres et une distance de 20 cm entre la plaque absorbante et le vitre intérieure, produirait une performance meilleure que celle fournit par le four de l'ANERSOL (*configuration A*).

A partir des résultats obtenus et de leur analyse nous pouvons conclure avec confiance que la méthode de simulation utilisée (méthode itérative) est une méthode assez correcte permettant une bonne conception et évaluation de la performance d'un four solaire. Elle permet d'économiser en temps et en ressources financières dans la réalisation et la vulgarisation de prototypes des cuiseurs solaires qui sont nécessaires pour lutter efficacement contre les impacts des effets des changements climatiques au Niger. Des études ultérieures sur l'élaboration des équations empiriques dans notre zone d'étude sont nécessaires pour améliorer la qualité de cette modélisation et simulation menée dans cette étude.

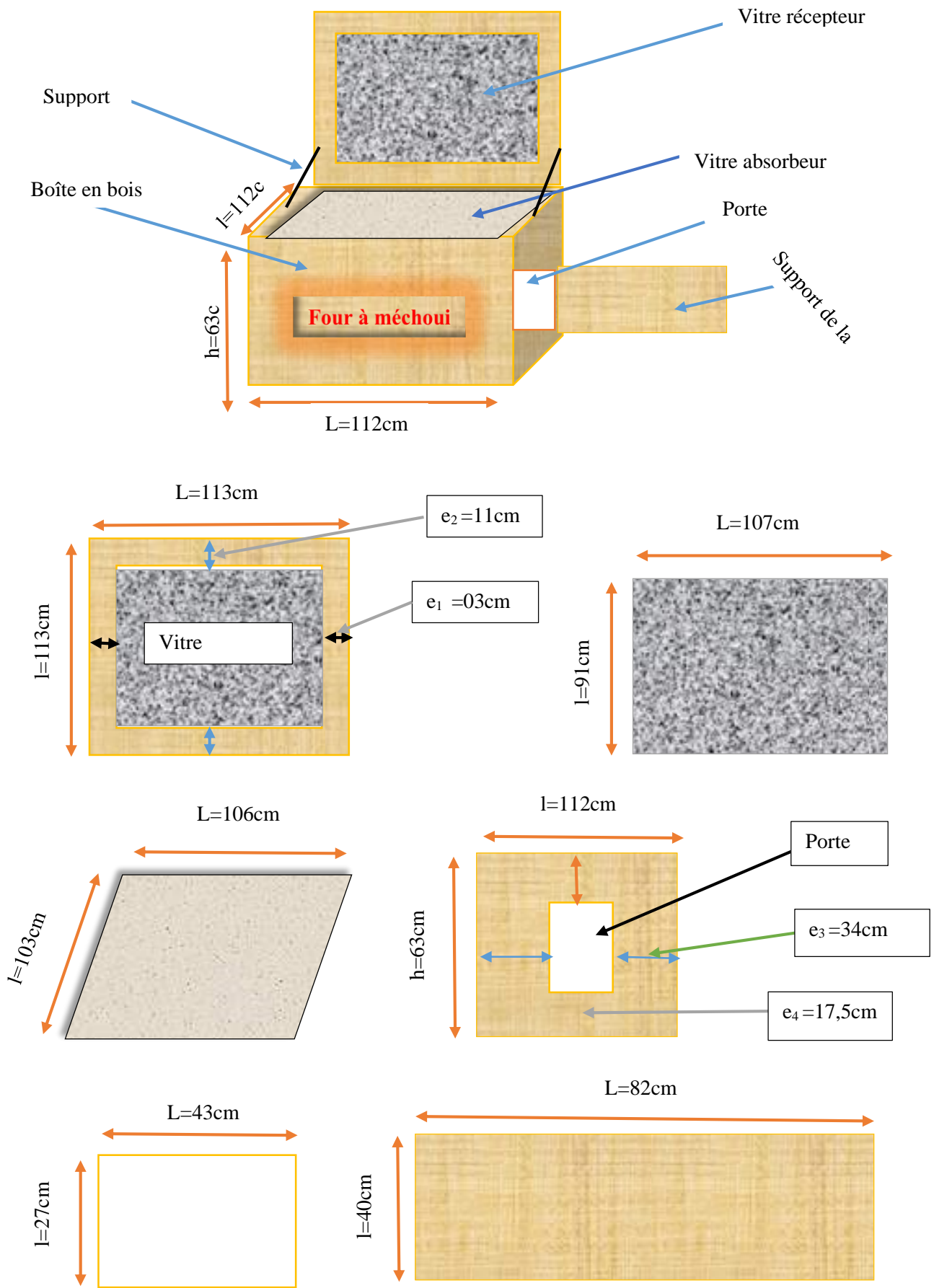
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] Ouarghi Imane et Tria Houda, Master II, Contribution et modélisation numérique d'un capteur solaire, Soutenu en 2016 à l'Université Larbi Tébessi, pp.79
- [2] A. Harmim, M. Belhamel, M. Boukar et M. Amar, Contribution à l'amélioration des performances d'un cuiseur solaire boîte, Revue des Energies Renouvelables Vol. 12 N°3 (2009) 419 – 432
- [3] Rigaudie Christopher – Barile Thibault, Projet : « Four Solaire », IUT de Chalon sur SAONE – Département SGM, année 2009-2010, pp.12
- [4] Sophie DA Rocha et Xavier Dechamps, Projet, Elaboration et construction d'un four solaire, Université Libre de Bruxelles : Superviser par Pr. Pascal Kockert, Année académique 2006 – 2007, pp.35
- [5] Mr. Yacine Aoun, Thèse, Conception et développement d'un four solaire pour l'élaboration des oxydes métalliques – caractérisation des oxydes, Soutenu publiquement le 06/04/2016 Université Mohamed Khider – Biskra, pp.118
- [6] Four solaire *UL-OG*, pour cuire et boulanger, dans les régions tropicales, *source*
- [7] www.boliviainiti-sudsoleil.org. (15 Mars 2015), Source
- [8] Talamali Donia et MOUGARI Nour el islam, MASTER II, Simulation des performances d'un chauffe-eau solaire, Université M'Hamed Bougara Boumerdes, pp.74
- [9] Ferdjani Ahmed Taha, MASTER II, Développement d'un logiciel de simulation des performances thermiques des capteurs solaires plans, Université Mohamed Khider – Biskra, Soutenu publiquement le 07/02/2013, pp.86
- [10] Mr. Amraoui Mohammed Amine, MASTER II, Etude numérique d'un capteur solaire plan à air Influence de la forme de la rugosité, pp.140
- [11] Younsi Sid Ali, Mémoire de magister Etude bidimensionnelle d'un capteur solaire à tube sous vide avec un échangeur en épingle, Université Hassiba Benbouali Chlef, Soutenu le 20/09/2011, pp.90
- [12] Aghilas Brahim, Master II, Etude de performances d'un capteur solaire plan à eau, Université de Lorraine, Soutenu Février 2016, pp.206
- [13] Y. Jannot, Thermique solaire, mars 2012, pp.163

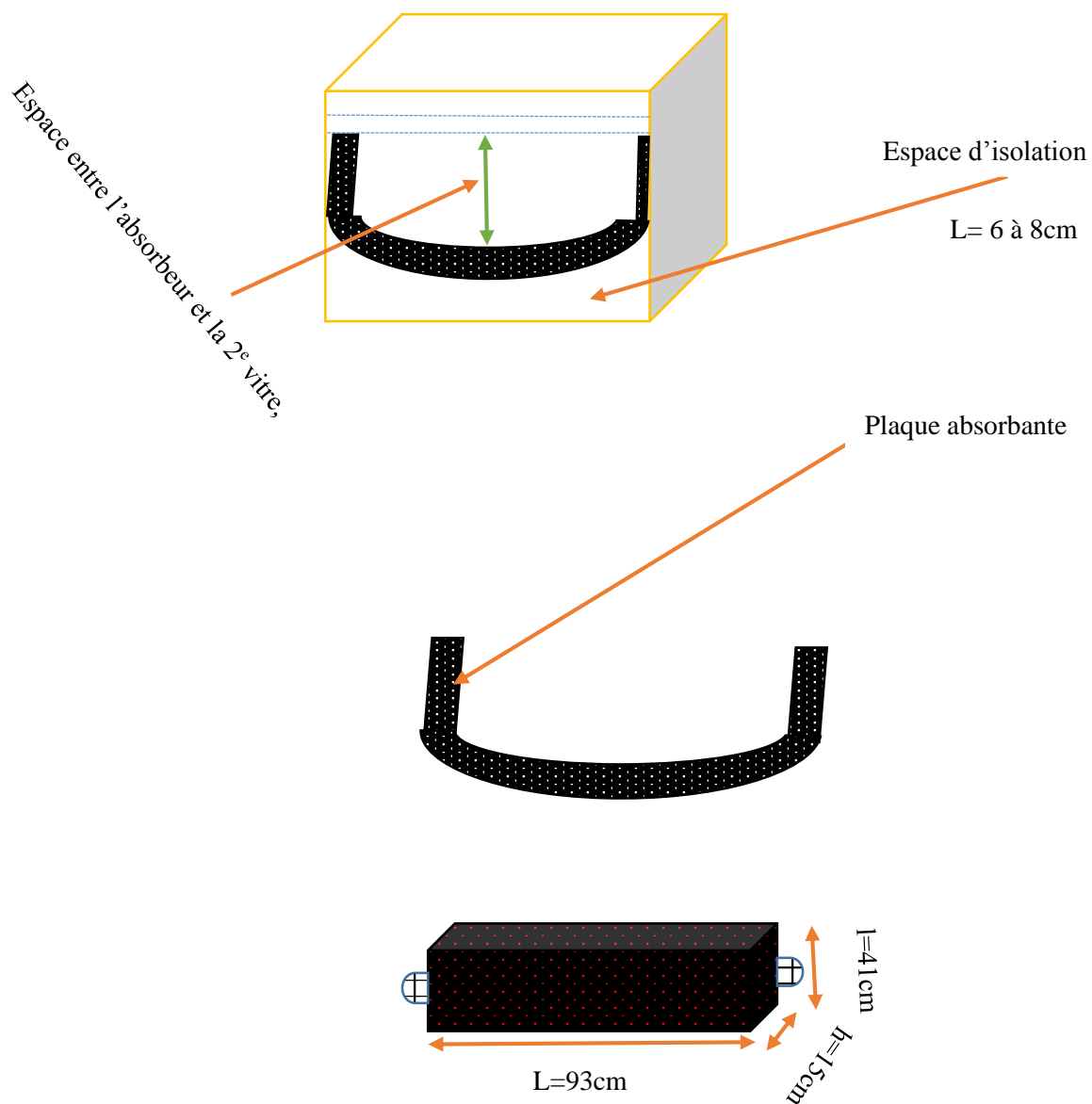
- [14] LNE, Les propriétés thermiques des matériaux et les références métrologiques, Laboratoire National de Métrologie et d'essai, CRCA Paris pp.17
- [15] Chapitre II, Cours, Étude Analytique et Thermique, pp18_38
- [16] Roger Bernard, construisez votre cuisinière solaire, www.idcook.com, pp.42
- [17] <https://www.nasa.gov>, 15 Mars 2015
- [18] Bilan énergétique et perspectives pour une politique énergétique ambitieuse au Niger, Cri de Cigogne (CDC), www.cridecigogne.org Novembre 2009
- [19] J.M Chassériau, Conversion thermique du rayonnement solaire ; Dunod, 1984, pp.156
- [20] M. Sougoti_G. Ouedraogo_K. Boureima_D. Joseph Bathiebo, Article : « Étude expérimentale des performanes thermiques d'un four solaire a concentration : Absorbteur Porcupine Receiver, Laboratoire d'Energie Thermiques et Renouvelable (L.E.T.RE) ; Laboratoire de Physique et de Chimie de l'Environnement (LPCE), pp100_118
- [21] J. Bernard. Energie solaire calculs et optimisation, Ellipse Edition Marketing. (2004).
- [22] Ferdjani Ahmed Taha , Master II, Développement d'un logiciel de simulation des performances thermiques des capteurs solaires plans, Université Mohamed Khider – Biskra, Soutenu publiquement le 07/02/2013, pp.99
- [23] John A. Duffie (Deceased) Emeritus Professor of Chemical Engineering William A. Beckman Emeritus Professor of Mechanical Engineering, THESE, Solar Engineering of Thermal Processes, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin-Madison, pp.928
- [24] Tabet Ismail,these, Étude, Réalisation et simulation d'un capteur solaire, Université des frères mentouri constantine, Soutenu le : 19 /01 /2016, pp.179
- [25] Article; Abdoussalam Ba*, Amadou Hamadou*, Hamidou Arouna Saley**, A Solar Oven In The Aim Of Reducing Wood Consumption In The Sahel, *Agence National d'Energie Solaire BP 621 Niamey, Niger **Msc UDUS Sokofa Nigeria, p. 211-216
- [26] Vaishya, J.S., Tripathi, T.C., Singh, D., Bhawalkar, B.H., Hegde, M.S, «A hot box solar cooker:
- [27] A. Harmim, M. Belhamel, M. Boukar, M. Amar, «Experimental investigation of a box-type solar cooker with a finned absorber plate,» Energy, vol. 35, p. 3799–3802, 2010.

- [28] Harmim A, Merzouk M, Boukar M, Amar M, «Design and experimental testing of an innovative building-integrated box type solar cooker,» *Solar Energy*, vol. 98, p. 422-433, 2013.
- [29] S. Mahavar , M. Verma , P. Rajawat , N. Sengar & P. Dashora, «Novel solar cookers: suitable for small families,» *International Journal of Sustainable Energy*, p.DOI:10.1080/14786451.2012.734824, 2012.
- [30] Sethi VP , Pal DS, Sumathy K, «Performance evaluation and solar radiation capture of optimally inclined box type solar cooker with parallelepiped cooking vessel design,» *Energy Conversion and Management*, vol. 81, pp. 231-241, 2014.
- [31] Rohit Misra & Tarun Kumar Aseri, «Thermal performance enhancement of box-type solar cooker: a new approach,» *International Journal of Sustainable Energy*, vol. 31, n° % 12, pp. 107-118, 2012.
- [32] Farooqui SZ, «A gravity based tracking system for box type solar cookers,» *Solar Energy*, vol. 92, pp. 62-68, 2013.
- [33] Abed, Fayadh M, «Experimental Investigation of Thermal Performance of Solar Cooker with Reflector,» *European Journal of Scientific Research*, vol. 56, n° % 11, p. 112, 2011.
- [34] Yettou F, Azoui B, Malek A, Panwar NL, Gama A, Arrif T, «Performance parameters determination by experimental testing of box solar cooker with south tilted collecting surface,» chez 4th International Conference on Nuclear and Renewable Energy Resources (NURER), Antalya - Turkey, 26-29 Octobre 2014.
- [35] Yettou Fatiha, THESE, Conception et réalisation d'un système de cuisson solaire destiné au site saharien (Ghardaïa, Algérie), *Soutenue le 10 Mars 2015, Université HADJ LAKHDAR Batna*.
- [36] Papa Ngom, A Thiam, M Adj, V Sambou, D Azilinson, Journal, «Etude theorique et experimentale d'un cuiseur solaire a changement de phase», Ecole Supérieure Polytechnique, Université Cheikh Anta Diop, Dakar, Sénégal, Vol. 9, N° 2 (2009) 36 – 44
- [37] B.G. Danshehu and H. Saley, *Article*, «Modeling of solar oven for meat roasting», Usman Danfodiyo University, Sokoto, Conference proceedigs, Vol. (2006) 211-216

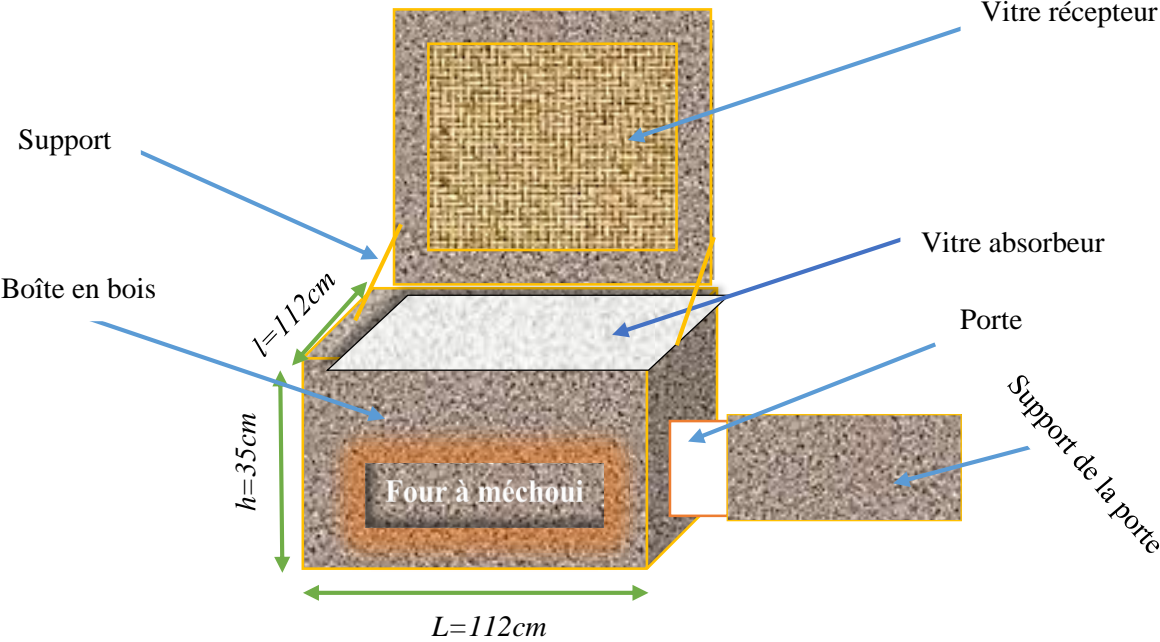
ANNEXE 1 : Dimension du four de l'ANERSOL (configuration A)



ANNEXE 2: Dimension du four de l'ANERSOL (configuration A)

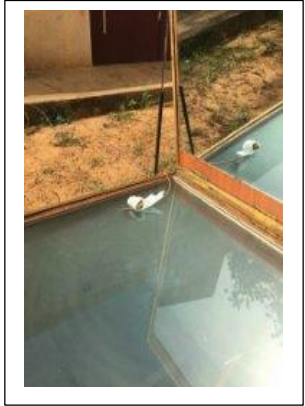
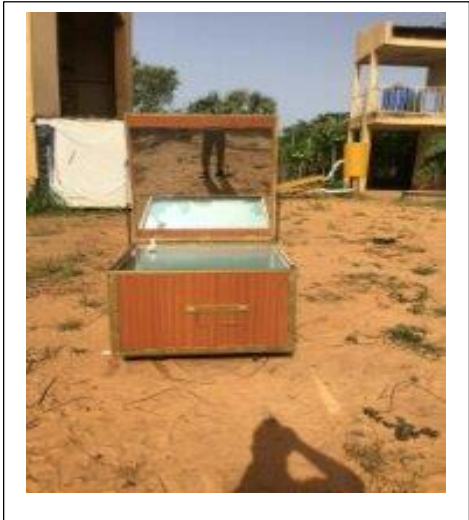


ANNEXE 3: Dimension du four de l'ANERSOL proposé (configuration B)



Four à méchoui proposé avec un angle de 15°

ANNEXE 4 (Photos des séances d'expérimentations)



ANNEXE 5 : programme qui a servi à la simulation

```
function [tt,TT]=foursolution(tf,CI)
%LES donnees experimentales
secondmenberfour1;
deltat=12/490;
Tspan=[0:deltat:12];%28800
options = odeset('RelTol',0.4e-01,'AbsTol',0.2e-01)
set(gca,'FontSize',10);
[tt,TT]=ode45(@secondmenberfour,Tspan,CI,options);
TT=real(TT);
grid on
% plot(tt,TT(:,1),'b',tt,TT(:,2),'r',tt,TT(:,3),'k',tt,TT(:,4),'m');
plot(tt,TT(:,1),'-b',tt,TT(:,4),'--g');
xlabel('Temps (s)')
ylabel('Température (°K)')
legend('TV1 Simulé','Tab Simulé')
figure
plot(Tvitrel,'+m')
xlabel('Temps (s)')
ylabel('Température (°K)')
legend('TV1 experimental')
figure
plot(Tplaque,'-g')
xlabel('Temps (s)')
ylabel('Température (°K)')
legend('Tab experimental')
```

```
function dT = secondmenberfour(t,T)
    teta=273.15; Tam=301.08;
    rhoAir = 353/((teta+272));
    muAir=(0.0046*teta+1.7176)*10^(-5); lamdaAir=(7.57*10^(-5))*teta+0.0242;
    CpAir =1008; alphaAir=lamdaAir/(rhoAir*CpAir);
    sigma=5.675*10^(-8);
    espelonv=0.89; espelonab=0.09; espelonciel=0.93;
    beta=0; g=10; KAir=0.026;
    alphaab=0.6; Tciel=0.0552*(Tam)^(1.5);
    tauv=0.84; alphav=0.4; mCpv=800; mCptol=900;
    hmoy=0.27; A=1.1; Sab=0.3657; Srecp=0.38; e1=0.01; L=0.5; G=378.1; Vvent=8;
    Vair=muAir/rhoAir; Tma=(T(3)+T(2))/2;
    Ra=(g*(T(3)-T(2))*L^3)/(Tma*Vair*alphaAir);
    Nu=1+1.44*(1-1708/Ra)+((Ra/5830)^(1/3)-1); NU=0.033*(Ra)^0.343;
    dT(1)=(alphav*A*G+sigma*A*(espelonciel*(Tciel)^4-
    espelonv*(T(1))^4)+(5.67+3.86*Vvent)*A*(Tam-T(1))+...
    (Nu*KAir/e1)*A*(T(1)-T(2))+ (sigma*(T(1)+T(2))*((T(1))^2-
    (T(2))^2))/(2/espelonv-1)*A*(T(2)-T(1))/mCpv;
    dT(2)=((tauv*alphav*A*G+(sigma*(T(3)+T(2))*((T(3))^2-
    (T(2))^2))/(1/espelonab+1/espelonv-1))*Sab*(T(3)-T(2))+...
    sigma*((T(1)+T(2))*((T(1))^2-(T(2))^2)/(2/espelonv-1))*A*(T(1)-
    T(2))+(Nu*KAir/e1)*A*(T(1)-T(2))/mCpv;
    dT(3)=((alphaab*Srecp*G+NU*(KAir/hmoy))*Srecp*(T(3)-T(4)))/mCptol;
    dT(4)=(alphaab*Sab*G+(sigma*(T(3)+T(2))*((T(3))^2-
    (T(2))^2))/(1/espelonab+1/espelonv-1))*Sab*(T(2)-T(3))+...
    NU*lamdaAir/L*Sab*(T(2)-T(3))/mCptol;
    dT=dT(:);
```

ANNEXE 6 : programme qui a servi au calcul des déperditions

```

function Q = cracteristiquedufouretdonneesclimatiques(tt,TT)
%%Initialisation des températures
T(1)=316.07; T(2)=336.51; T(3)=340.74; T(4)=120; G=355.4;
%%Calcul des propriétés de l'air : ( rho_air,mu_air,lamda_air,Cp_air)
teta=273.15;
rhoAir = 353/((teta+272));
muAir=(0.0046*teta+1.7176)*10^(-5);
lamdaAir=7.57*10^(-5)*teta+0.0242;
Cpair =1008;
sigma=5.67*10^-8;
espelonv=0.8;
Vvent=10;
espelonab=0.9; alphaab=0.6;
L=0.27; Kair=0.026;
beta=0; e(1)=0.01;
g=10; Tam=308.38;
%%Calcul des coefficients d'échanges thermiques et des deperditions
    %%Echange de chaleur entre la 1er vitre et le milieu exterior Q_p1
Tciel=0.0552*(Tam)^(1.5);
Q(1)=sigma*espelonv*((T(1))^4-(Tciel)^4)+(5.67+3.86*Vvent)*(T(1)-Tam)
    %% Echange de chaleur entre la 2e vitre et l'absorbeur Q_p2
h(3)=sigma*(T(3)+T(2))*((T(3))^2-(T(2))^2)/(1/espelonab+1/espelonv-1);
Tma=(T(3)+T(2))/2;
Vair=muAir/ rhoAir; alphaAir=lamdaAir/(rhoAir*Cpair);
Ra=(g*(T(3)-T(2))*L^3)/(Tma*Vair*alphaAir);
Nu=1+1.44*(1-1708/Ra)+((Ra/5830)^(1/3)-1);
h(4)=(Nu*lamdaAir)/L;
Q(2)=(h(3)+h(4))*(T(3)-T(2))
    %%Echange de chaleur entre la 1er et la 2e vitre Q_p3
h(5)=(sigma*(T(1)+T(2))*((T(1))^2-(T(2))^2))/(2/espelonv-1);
h(6)=Nu*Kair/e(1);
Q(3)=(h(5)+h(6))*(T(1)-T(2))
%%Calcul des deperditions totales
h(2)=5.67+3.86*Vvent; N=2; tauv=0.84;
f=(1+0.089*h(2)-0.1166*h(2)*espelonab)*(1+0.07866*N);
Beta=0; Tabm=371.89;
c=520*(1-0.000051*(Beta)^2);
e=0.43*(1-100/Tabm);
U=((N/(c/Tabm)*((Tabm-Tam)/(N+f))^e+1/(h(2)))^(-1)+((sigma*(Tabm+Tam)*...
((Tabm)^2-(Tam)^2)/(1/(espelonab+0.00591*N*(h(2))))+(2*N+f-
1+0.133*espelonab)/(espelonv)-N)
Q(4)=U*(Tabm-Tam)
%%Calcul de l'énergie utile
Qu=tauv*alphaab*G-U*(Tabm-Tam)
%%Calcul du rendement du four
rend=tauv*alphaab-(Qu/G)
plot(rend)
plot(Q, '-. +g')
xlabel('Temps (s)')
ylabel('perte (W)')
grid on
legend('Configuration A')

```

ANNEXE 7 : programme qui a servi à enregistrer les données du four

```
Const range1=mV250
Const integp=250
Public Ptemp,batt_volt,T(3),T4,GH, Mult,Offset
Units Ptemp=degC
Units T4=degC
Units T( )=degC
Units GH=mvolt

DataTable(Test_Four,1,100000)
  DataInterval (0,1,min,10)
  Average(1,batt_volt,FP2,0)
  Sample (1,Ptemp,FP2)
  Average(3,T( ),FP2,0)
Average(1,T4,FP2,0)
  Average(1,GH,FP2,0)
EndTable
BeginProg
  Mult=67: Offset=0
  Scan (1,Sec,0,0)
  PanelTemp (Ptemp,250)
  Battery (batt_volt)
  TCDiff(T( ),3,mV250,1,TypeE,Ptemp,false,0,250,1,0)
  TCDiff(T4,1,mV250,5,TypeE,Ptemp,false,0,250,1,0)
  VoltDiff(GH,1,range1,6,0,0,integp,Mult,Offset)
  CallTable Test_Four
NextScan
```