

# Table des matières

Remerciements.....	i
Résumé.....	ii
Table des matières.....	iii
Liste des figures.....	iv
Liste des Tableaux.....	v
Nomenclature.....	vi
Introduction générale .....	1

## CHAPITRE I : Etude bibliographique

I.1. Introduction.....	6
I.2. Séchoir (indirect) avec capteur solaire .....	7
I. 2.1. Capteur avec absorbeur poreux .....	8
I. 2.2. Capteur avec absorbeur en forme de zigzag.....	8
I. 2.3. Capteur avec absorbeur à ailettes.....	9
I. 2.4. Capteur à plusieurs passes .....	11
I.3. Utilisation des cheminées solaires.....	12
I.4. Utilisation du stockage thermique .....	14
I.5. Séchoir solaire avec capteur à absorbeur inversé .....	15
I.6. Modélisation mathématique des séchoirs solaires.....	20
I. 6.1. Approche globale .....	20
I. 6.2. Approche CFD .....	21
a) Séchoirs conventionnels .....	21
b) Séchoir solaire.....	25
I.7. Conclusion .....	29

## CHAPITRE II : Généralités sur le séchage

II. 1.	Introduction .....	32
II. 2.	Généralités sur la figue .....	32
II. 2.1.	Définition de la figue .....	32
II. 2.2.	Le figuier dans le monde .....	33
a)	Production et superficie mondiale de la figue.....	33
b)	Commerce mondial de la figue .....	34
II. 2.3.	La figue en Algérie .....	35
II. 3.	Généralité sur le séchage.....	36
II. 3.1.	Définition du séchage .....	36
II. 3.2.	Mécanisme de séchage .....	36
II. 3.3.	Les trois phases de séchage .....	38
II. 3.4.	Teneur en humidité à l'équilibre.....	39
a)	Teneur en eau .....	39
b)	Teneur en humidité à l'équilibre .....	40
II. 3.5.	Différents mode de séchage .....	42
a)	Séchage par conduction.....	42
b)	Séchage par convection (ou entrainement) .....	42
c)	Séchage par rayonnement.....	43
d)	Séchage par micro-ondes.....	43
e)	La lyophilisation .....	43
f)	Séchage solaire.....	43
II. 4.	Le séchage solaire .....	44
II. 4.1.	Séchage à l'air libre .....	44
II. 4.2.	Séchoir solaire .....	46
a)	Séchoir solaire direct .....	46
b)	Séchoir solaires indirects.....	47

c) Séchoir solaire mixte .....	48
--------------------------------	----

### **CHAPITRE III: Modèle Physique, Formulation Mathématique et résolution numérique**

III. 1. Introduction .....	50
III. 2. Description et principe de fonctionnement du système de séchage .....	50
III. 3. Modélisation mathématique et conditions aux limites .....	52
III. 3.1. Hypothèses simplificatrices .....	52
III. 3.2. Modèle mathématique.....	53
a) Dans l'air .....	54
b) Dans la claie de séchage .....	55
c) Equation de conservation d'énergie dans les solides.....	56
d) Effet de l'humidité (modèle de séchage en couche mince) .....	57
III. 3.3. Conditions initiales et les conditions aux limites .....	57
a) Conditions climatiques .....	57
b) Condition aux limites.....	58
III. 4. Résolution numérique .....	60
III. 4.1. Méthode des volumes finis .....	61
III. 4.2. La forme Conservative des équations de conservation .....	62
III. 4.3. Schéma de discrétisation UPWIND .....	63
III. 4.4. Couplage vitesse pression (Algorithme SIMPLE) .....	63
III. 4.5. Sous-relaxation .....	64
III. 4.6. Convergence .....	64

## CHAPITRE IV : Résultats et interprétations

IV .1.	Introduction .....	67
IV .2.	Présentation du code de calcul .....	67
IV .3.	Test de maillage .....	68
IV .4.	Validation du modèle numérique.....	70
IV .5.	Effet de la cheminée solaire .....	72
IV. 5.1.	Comportement dynamique et thermique.....	73
IV. 5.2.	Evolution de la température.....	77
IV. 5.3.	Evolution du débit massique.....	80
IV .6.	Évolution de la température des différents composants du séchoir.....	81
IV .7.	Effet de la taille de l'ouverture d'entrée d'air .....	82
IV. 7.1.	Evolution de la température du produit dans les deux claies .....	82
IV. 7.2.	Evolution du débit d'air .....	84
IV .8.	Conclusion.....	84

## CHAPITRE V : Résultats et interprétations

V. 1.	Introduction .....	87
V. 2.	Modélisation du lit en gravier .....	88
V. 3.	Résultats et interprétations .....	88
V.3.1.	Effet de la présence du lit thermique .....	88
V.3.2.	Effet de la hauteur du lit thermique .....	90
V.3.3.	Phases de stockage et de déstockage du lit thermique.....	92
V.3.4.	Effet de la porosité du lit thermique .....	93
V.3.5.	Comportement dynamique et thermique de l'écoulement d'air.....	96
V. 4.	Séchoir solaire avec deux entrées .....	97
V.4.1.	Comportement dynamique et thermique de l'air de séchage .....	98

V.4.1.	Température de l'air de séchage .....	99
V.4.2.	Comportement du débit massique.....	101
V.4.3.	Comportement du coefficient de transfert de chaleur.....	102
V.4.4.	Effet sur le stockage et le déstockage de l'énergie thermique .....	103
V.4.5.	Teneur en humidité .....	104
V. 5.	Conclusion.....	105
<b>CONCLUSION GENERALE .....</b>		<b>107</b>

### **Références bibliographiques**

### **Annexes**

## *Liste des tableaux*

Tableau II. 1 : La répartition de la production des figes en monde [1] .....	34
Tableau II. 2 : Équations de couches minces dérivées et testées par divers chercheurs. ....	42
Tableau III. 1 : Paramètres de conception du séchoir solaire .....	52
Tableau III. 2 : Propriétés thermophysiques. ....	52
Tableau III. 3 : Coefficients de sous-relaxation utilisés. ....	64
Tableau IV. 1: Les valeurs de la vitesse et la température durant le jour (11 h et 16 h). ....	73
Tableau IV. 2: Les valeurs de la vitesse et la température durant la nuit (21 h). ....	74
Tableau IV. 3: Les valeurs maximales et minimales de débit d'air pour les différentes configurations du séchoir. ....	80
Tableau IV. 4: Les températures maximales de $T_{c1}$ et $T_{c2}$ pour différentes tailles de l'ouverture d'entrée. ....	83
Tableau V. 1: Différentes valeurs de $T_{Cmax}$ , $T_{Cmin}$ , durée de fonctionnement et gain en temps pour différents épaisseurs. ....	90
Tableau V. 2 : Températures $T_{Cmax}$ , $T_{Cmin}$ de la claie 1 pour différentes porosités. ....	93

## *Liste des figures*

Figure I. 1 : Diagramme schématique du séchoir solaire avec absorbeur poreux [10].	8
Figure I. 2 : Vue schématique de l'installation expérimentale du séchoir solaire.	9
Figure I. 3 : Diagramme schématique du capteur solaire avec absorbeur à ailettes [13].	10
Figure I. 4 : Vue schématique du séchoir avec capteur solaire à air [14].	10
Figure I. 5 : Capteur solaire d'air avec ailettes.	11
Figure I. 6 : Séchoir multi-claies avec capteur à air incliné multi-passes avec un stockage thermique intégré.	12
Figure I. 7 : Schéma de la cheminée solaire.	14
Figure I. 8 : Schéma du séchoir solaire avec cheminée solaire.	14
Figure I. 9 : La configuration expérimentale du séchoir solaire	15
Figure I. 10 : Vue Schématique d'une section d'un capteur avec absorbeur inversé.	16
Figure I. 11 : Vue Schématique d'une section d'un capteur avec absorbeur inversé double passes.	17
Figure I. 12 : Vue Schématique d'un capteur solaire à absorbeur inversé type double absorbeurs.	17
Figure I. 13 : Séchoir solaire à absorbeur inversé	18
Figure I. 14 : Séchoir solaire à absorbeur inversé avec stockage thermique et cheminée solaire.	19
Figure I. 15 : Vue schématique du séchoir solaire multi-passes avec absorbeur inversé.	20
Figure I. 16 : Différents modèles de séchoir prévus pour l'étude.	22
Figure I. 17 : Profils de distribution de la vitesse de l'air pour les sept modèles.	22
Figure I. 18 : Différentes parties du séchoir: a: entrée d'air, b: distance verticale de l'entrée, c: distance horizontale de l'entrée, d: conduits d'entrée d'air, e: claies de séchage, k: entrées d'air principales au séchoir, f: paroi perforée, l: l'air sort du séchoir	23
Figure I. 19 : La distribution de la vitesse de l'air à travers le séchoir	24
Figure I. 20 : La distribution de la vitesse de l'air à travers le séchoir étudié dans la référence [32].	24

Figure I. 21 : Schéma de la chambre de séchage et les conditions aux limites.....	25
Figure I. 22 : Schéma de séchoir solaire indirect incluant les chicanes.....	26
Figure I. 23 : La distribution de la température à travers la chambre : (a) sans chicanes, (b) avec chicanes.....	26
Figure I. 24 : Vue schématique du séchoir solaire (a) Vue latéral, (b) Vue de l'arrière.....	27
Figure I. 25 : Prototypes de séchoirs solaires pour le séchage de la vanille. ....	28
Figure I. 26 : Séchoir solaire hybride.....	28
Figure II. 1 : Les figues fraîches.....	32
Figure II. 2 : La période de la disponibilité des figues.....	33
Figure II. 3 : Répartition de la production de la figue fraîche dans les grands pays producteurs en 2011[1]. ....	33
Figure II. 4 : Exportations en tonnes de la figue séchée dans le monde [1].....	35
Figure II. 5 : Importations en tonnes de la figue séchée dans le monde [1].....	35
Figure II. 6 : Présentation schématique d'un produit humide.....	37
Figure II. 7 : Courbe de séchage.....	39
Figure II. 8 : (a) Séchage solaire direct des l'abricots sur une surface extérieure de béton, ...	45
Figure II. 9 : Le principe d'un échoir solaire direct.....	47
Figure II. 10 : Le principe d'un échoir solaire indirect.....	48
Figure II. 11 : Le principe d'un échoir solaire direct.....	48
Figure III. 1 : Schéma descriptif du séchoir solaire à absorbeur inversé avec cheminée solaire. (1) réflecteur, (2) absorbeur-1, (3) claie -1, (4) claie-2, (5) isolation, (6) granit,.....	51
Figure III. 2 : L'évolution horaire de la température et le rayonnement solaire.....	58
Figure III. 3 : Présentation des conditions aux limites.....	59
Figure III. 4 : Volume de contrôle typique pour un cas 2D.....	62
Figure IV. 1 : Maillage du cabinet de séchage avec Gambit.....	67
Figure IV. 2 : Test d'indépendance du maillage: comparaison de la vitesse de l'air selon y à la sortie de la cheminée pour différents maillages .....	68
Figure IV. 3 : Test d'indépendance du maillage: comparaison de la température de l'air à la sortie de la cheminée pour différents maillages.....	69
Figure IV. 4 : Test du pas du temps .....	69

Figure IV. 5 : Schéma simplifié de la cheminée solaire inclinée [82].	70
Figure IV. 6 : Comparaison de la vitesse moyenne avec les résultats expérimentaux et numériques de Jyotirmay et al. [82].	71
Figure IV. 7 : Comparaison de la température moyenne avec les résultats expérimentaux et numériques de Jyotirmay et al [82].	71
Figure IV. 8 : Evolution de la température de l'air en fonction de la longueur du collecteur: comparaison des résultats obtenus avec ceux de [46] et[29].	72
Figure IV. 9 : Différentes configurations étudiées du séchoir.	73
Figure IV. 10 : Répartition des champs (a) de vitesse (lignes de courant) et (b) de températures dans le séchoir solaire à 11 h.	75
Figure IV. 11 : Répartition des champs (a) de vitesse (lignes de courant) et (b) de températures dans le séchoir solaire à 16 h.	76
Figure IV. 12 : Répartition des champs (a) de vitesse (lignes de courant) et (b) de températures dans le séchoir solaire à 21 h.	77
Figure IV. 13 : Profils de la température le long des sections horizontales ( $y = 0,35$ et $0,65$ m) pour les trois configurations à $t=11$ h.	78
Figure IV. 14 : Profils de la température le long des sections horizontales ( $y = 0,35$ et $0,65$ m) pour les trois configurations à $t=16$ h.	78
Figure IV. 15 : Profils de la température le long des sections horizontales ( $y = 0,35$ et $0,65$ m) pour les trois configurations à $t=21$ h.	79
Figure IV. 16 : Evolution journalière du débit massique pour différentes configurations du séchoir solaire.	80
Figure IV. 17 : Évolution de la température des différents composants du séchoir solaire avec cheminée solaire en fonction du temps.	82
Figure IV. 18 : Évolution de la température du produit $T_{c1}$ et $T_{c2}$ au point ( $x= 0.5$ m, $y=0.35$ ) pour différentes dimensions d'entrée d'air.	83
Figure IV. 19 : Évolution du débit massique moyen pour différentes hauteurs d'entrée d'air.	84
Figure V. 1 : Schéma descriptif du séchoir solaire intégrant un lit thermique. 1 : réflecteur; 2 : absorbeur1; 3 : lit thermique; 4: claie 1 de séchage; 5 : claie 2 de séchage ; 6 : isolation; 7 : élément de stockage; 8 : absorbeur2; 9 : vitrage.	87
Figure V. 2 : Évolution du débit massique pour les deux cas: Avec lit thermique ( $Hb=0.05$ m) et sans lit thermique ( $Hb=0$ ).	88

Figure V. 3 : Évolution de la température $T_{c1}$ et $T_{c2}$ avec et sans lit thermique. ....	89
Figure V. 4 : Evolution de la température $T_{c1}$ pour différentes épaisseurs de lit thermique à la position $x = 0,5m$ , $y = 0,35m$ . ....	91
Figure V. 5 : Evolution de la température moyenne de l'air sur la surface supérieure du lit thermique pour différentes épaisseurs. ....	92
Figure V. 6 : Evolution de la différence de température de l'air entre les surfaces inférieure et supérieure du lit thermique pour différentes épaisseurs. ....	93
Figure V. 7 : Effet de la porosité ( $\epsilon = 0,1 ; 0,4$ et $0,8$ ) sur la température de l'air au niveau de la claie1 ( $x=0.5$ m, $y=0.35$ m).....	94
Figure V. 8 : Evolution de la température au niveau de la claie-1 ( $T_{Cl}$ ) pour différents couples ( $Hb, \epsilon$ ).....	95
Figure V. 9 : Contours de température et de lignes de courant au sein du séchoir solaire avec lit thermique. ....	96
Figure V. 10 : Présentation des conditions de calculs pour le séchoir solaire avec deux entrées. ....	98
Figure V. 11 : Contours de température et de des lignes de courant au sein du séchoir solaire à deux entrées.....	99
Figure V. 12 : Evolution de la température pour différentes position $x$ sur la claie-1 ( $y = 0,35$ m) dans les deux cas avec une et deux entrées.....	100
Figure V. 13 : Comparaison des profils de température de l'air à une hauteur $y=0,35$ m pour les deux configurations du séchoir solaire à une ou deux entrées.....	101
Figure V. 14 : Comparaison entre l'évolution du débit massique pour les deux configurations du séchoir solaire.....	102
Figure V. 15 : Comparaison des évolutions du débit massique pour les deux configurations du séchoir solaire.....	103
Figure V. 16 : Différence de température entre l'entrée et la sortie du lit thermique pour les deux cas avec une et deux entrées. ....	104
Figure V. 17 : Taux d'humidité ( $Mr$ ) pour les figues en fonction du temps: cas à deux entrées. ....	105
Figure V. 18 : Teneur en humidité $M(t)$ pour les figues en fonction du temps : cas à deux entrées.....	105

# Nomenclature

<b>Lettres latines</b>		<b>Unité</b>
$A_t$	Surface du réflecteur	$m^2$
$a_w$	Activité de l'eau	
$C$	Facteur de résistance inertiel	$m^{-1}$
$C_0$	Coefficient empirique de l'Eq. III. 13	
$C_1$	Coefficient empirique de l'Eq. III. 13	
$C'$	Coefficient de l'Eq. II. 4	
$C_p$	Chaleur spécifique	J/kgK
$c_1$	Constant du modèle de turbulence	
$c_2$	Constant du modèle de turbulence	
$c_\mu$	Constantes du modèle de turbulence	
$D_p$	Diamètre de particule	m
$d$	Diameter de la sortie d'air	m
$e$	Diamètre de l'entrée d'air	m
$G_s$	Rayonnement solaire	$W/m^2$
$G_k$	Constante du modèle de turbulence $k-\varepsilon$	
$g$	Accélération gravitationnel	$m/s^2$
$H_u$	Humidité absolu	kg vapeur/kg air sec
$H_b$	Hauteur de lit en gravier	m
$h_0$	Coefficient de perte convective	$W/m^2.K$
$K$	Perméabilité	$m^2$

$k$	Energie cinétique turbulente	$m^2/s^2$
$k_d$	Constant de séchage	$s^{-1}$
$M$	Teneur en humidité	kg d'eau/kg matière sèche
$M_e$	Teneur en humidité équivalente	kg/kg de matière sèche
$M_0$	Teneur en humidité initiale	kg eau / kg de matière sèche
$n$	Coordonnée normale	$M$
$P$	Pression	Pa
$P_a$	Pression atmosphérique	Pa
$P_r$	Nombre de Prandtl	
$R$	Constant universel des gaz	J/ K mol
$S$	Source term	
$T$	Température	$^{\circ}C$ ou K
$t$	Temps	S, h
$V_v$	Vitesse du vent	m/s
$x$	Coordonnée horizontale	m
$y$	Coordonnée verticale	m

***Symboles grecs***

$\alpha$	Coefficient d'absorption	
$\beta$	Coefficient de dilatation	
$\varepsilon$	Taux de dissipation de l'énergie turbulence	$m^2/s^2$
$\lambda$	Conductivité thermique	
$\tau$	Coefficient de transmissivité	
$\rho$	Masse volumique	$kg/m^3$
$\rho_0$	Masse volumique de référence	$kg/m^3$
$\rho'$	Réfectivité	
$\mu_t$	Viscosité dynamique turbulente	Kg/ m s

$\mu$	Viscosité dynamique	Kg/m s
$\sigma$	Coefficient de radiation	
$\sigma_t$	Constante du modèle de turbulence $k-\varepsilon$	
$\sigma_k$	Constante du modèle de turbulence $k-\varepsilon$	
$\sigma_\varepsilon$	Constante du modèle de turbulence $k-\varepsilon$	
$\delta$	Porosité	
$\varepsilon$	Emissivité	
$\omega$	Coefficient de sous relaxation	

**Indices**

$a$	Ambient
$a_1$	Absorbeur-1
$a_2$	Absorbeur-2
$b$	Bois
$c_1$	Claie-1
$c_2$	Claie-2
$ciel$	Ciel
$f$	Phase fluide dans le lit thermique
$m$	Mélange
$v$	Vitrage
$s$	Phase solide dans le lit thermique

## Introduction générale

Aujourd'hui, l'un des principaux défis mondiaux est de pouvoir assurer la sécurité alimentaire d'une population mondiale en croissance. Selon les études, autour de 12,9 % de la population mondiale est aujourd'hui sous-alimentées[1]. À l'horizon 2050, la population mondiale atteindra les 9,8 milliards d'habitants (soit une augmentation de 30 % [2]) qui va renforcer le déséquilibre alimentaire. Il existe visiblement deux moyens directs pour résoudre le problème:

1. Augmenter la production alimentaire en apportant plus de superficie cultivée, avec de nouvelles méthodes mécanisées de l'agriculture.
2. Réduire la demande alimentaire en réduisant la croissance démographique.

La troisième alternative qui est tout aussi importante mais qui ne reçoit pas l'attention voulue est la réduction de la perte de nourriture pendant et après la récolte. Chaque année et partout dans le monde, des quantités massives de nourriture sont perdues en raison de la détérioration et des infestations[3]. Dans certains pays d'Afrique, des Caraïbes et du Pacifique, où les conditions météorologiques tropicales et les infrastructures peu développées contribuent au problème, le gaspillage peut atteindre en moyenne 40 à 50% [4]. De toute évidence, l'un des principaux moyens de renforcer la sécurité alimentaire consiste à réduire ces pertes.

Plusieurs solutions sont proposées pour pallier à cet handicap telles que la congélation, la culture sous serre et la conservation par séchage. Ce dernier s'avère une solution simple, sûre et adéquate pour le stockage d'un grand nombre de produits. Avec le développement culturel et industriel, le séchage mécanique artificiel commence à se pratiquer de plus en plus ces dernières années. Ce processus est connu comme un processus énergivore et coûteux, il représente 10 à 15 % de la consommation totale d'énergie industrielle mondiale [3], ce qui augmente en fin de compte le coût du produit. L'utilisation de l'énergie solaire gratuite devrait réduire le coût du processus de séchage tout en produisant la même qualité de produit séché que le séchage mécanique, c'est une alternative importante et viable en particulier dans les pays en voie de développement comme l'Algérie.

L'Algérie possède un des plus importants gisements solaires au monde. La durée d'ensoleillement atteint en moyenne 2500 heures par an sur une très grande partie de son territoire. En effet, le potentiel solaire total de l'Algérie est estimé à 169 440 TWh par an ce qui représente 5000 fois la consommation annuelle nationale d'électricité et environ 60 fois l'énergie consommée par la communauté européenne [5, 6]. Cette quantité d'énergie devrait être bien utilisée dans plusieurs applications thermiques comme le chauffage des habitats et le séchage qui est une opération nécessaire dans plusieurs processus (agro-alimentaire, matériaux de construction, bois, ...). Il y a donc un intérêt pratique considérable dans l'étude scientifique des séchoirs solaires. Ces études ont déjà montré que les séchoirs solaires sont pratiques, faciles à manipuler et possèdent une très bonne performance.

Les séchoirs solaires sont généralement classés en mode direct, indirect et mixte. La circulation d'air à travers le séchoir est assurée soit naturelle ou forcée (avec un ventilateur). Les séchoirs solaires à convection naturelle sont généralement inefficaces, car la circulation de l'air est assez faible. Certaines études ont révélé que l'utilisation des cheminées solaires (CS) peut améliorer l'écoulement d'air (débit et vitesse) à travers le séchoir solaire. Cette technique est devenue le moteur thermique réel dans la plupart des séchoirs solaires à convection naturelle.

La limitation majeure de l'utilisation des séchoirs solaires vient de la nature discontinue de l'énergie solaire. Cette dernière est un apport énergétique dont l'intensité dépend du lieu, l'heure du jour, la saison et les conditions météorologiques. En conséquence, il est souvent nécessaire d'intégrer un système de stockage pour réduire les effets de la discontinuité et améliorer l'efficacité des séchoirs solaires.

Le comportement de l'écoulement d'air au sein du séchoir est un facteur principal qui affecte l'efficacité globale du système de séchage. Prévoir ce comportement permet d'optimiser l'ensemble du système de séchage. Pour y parvenir, il est nécessaire d'avoir une bonne connaissance des lois de transfert de chaleur et de masse. Plusieurs études numériques disponibles dans la littérature ont présenté la modélisation thermodynamique des séchoirs solaires, où ils ont résolu une équation d'état pour chaque composant du séchoir solaire pour déterminer la température, le débit d'air et la teneur en humidité. Bien que cette méthode soit valable dans un certain nombre de situations, l'écoulement d'air dans la plupart des séchoirs n'est pas si simple. En réalité, il peut y avoir des variations significatives dans la vitesse (grandeur et direction) et la température à différentes positions dans le séchoir. Le taux de

séchage, qui dépend essentiellement de ces variations, nécessite la parfaite connaissance du débit d'air et de la distribution de température à chaque point de la chambre de séchage. Cela permet de prévoir les zones d'air adéquates pour un séchage approprié[7]. Par conséquent, l'utilisation des codes de calcul de la dynamique des fluides (CFD) devient le moyen le plus pratique pour évaluer le comportement thermique de l'écoulement d'air pour améliorer les performances du séchoir [8, 9].

Dans cette perspective, le présent travail s'intéresse particulièrement à la simulation numérique du comportement dynamique et thermique d'un écoulement thermo-convectif au sein d'un séchoir solaire destiné à sécher les figes. Le séchoir solaire est de type indirect, équipé d'un absorbeur inversé, deux claies de séchage, une cheminée solaire et un lit thermique pour le stockage. Pour mieux appréhender la portée du sujet traité, la présente thèse est structurée en cinq chapitres.

Le premier chapitre présente une synthèse bibliographique succincte et récente apportée sur les séchoirs solaires type indirects et les différentes technologies utilisées pour améliorer ses performances dynamiques et thermique.

Le deuxième chapitre présente des généralités sur les figes (production et consommation mondiales et nationales), les notions théoriques de base pour la compréhension du phénomène de séchage (mécanisme de séchage, cinétique de séchage, teneur en humidité) et les différents types de séchoirs solaires passifs et actifs.

Le troisième chapitre détaille le problème physique étudié, sa modélisation mathématique, les conditions aux limites adoptés et la résolution numérique par Fluent.

Le chapitre 4 décrit les résultats et les discussions de l'étude paramétrique du séchoir solaire. Les effets des différents paramètres tels que l'effet de la présence d'une cheminée solaire et de la taille de l'ouverture d'entrée d'air sont analysés.

Le chapitre 5 présente l'amélioration apportée aux performances du séchoir solaire, à savoir, prolonger sa durée de fonctionnement (avec l'intégration d'une unité de stockage) et ajouter une deuxième ouverture d'air (pour mieux uniformiser la répartition thermique dans la chambre de séchage). Les effets de cette nouvelle configuration sur le comportement dynamique et thermique de l'écoulement d'air sont présentés et analysés.

Une conclusion générale dégagant les points forts de cette étude sur le séchoir solaire indirect et les perspectives qui peuvent constituer une suite favorable de notre étude sont présentées à la fin de ce manuscrit.

Rapport-Gratuit.com

---

## CHAPITRE I

---

# *Etude Bibliographique*

---

### Sommaire

I.1.	Introduction .....	6
I.2.	Séchoir (indirect) avec capteur solaire.....	7
I.3.	Utilisation des cheminées solaires .....	12
I.4.	Utilisation du stockage thermique .....	14
I.5.	Séchoir solaire avec capteur à absorbeur inversé .....	15
I.6.	Modélisation mathématique des séchoirs solaires.....	20
I.7.	Conclusion.....	29

## I.1. Introduction

Le séchage est l'un des processus fondamentaux qui permette d'augmenter efficacement le temps de stockage des aliments. Il consiste à diminuer la teneur en eau des produits agroalimentaires jusqu'à des valeurs résiduelles inhibant le développement de tout micro-organisme et permettant ainsi leur stockage dans des conditions ambiantes. Le séchage est l'un des domaines de recherche les plus solides de l'ingénierie alimentaire. De nombreux travaux sur les techniques de séchage solaire ont été publiés. **Ekechukwu (1999) [10]** a présenté une revue complète sur les principes fondamentaux et les théories du séchage des différents produits agroalimentaires depuis les premiers modèles de sorption et d'équilibre d'humidité jusqu'aux modèles de la couche mince.

Les séchoirs solaires sont des dispositifs qui captent le rayonnement solaire pour sécher les aliments disposés à l'intérieur. Les études de ces séchoirs ont montré qu'ils étaient performants, pratiques, peu coûteux et faciles à manipuler. Les séchoirs solaires peuvent être classés selon leur mode de fonctionnement à savoir direct, indirect et mixte. Dans le séchoir solaire direct, le produit est exposé directement au rayonnement solaire. Le séchoir est souvent construit en bois avec un vitrage servant à créer l'effet de serre à l'intérieur. Les séchoirs solaires indirects comportent généralement un capteur solaire qui sert à chauffer l'air ambiant et la chambre de séchage qui sert à disposer du produit à sécher. Pour l'entraînement de l'air, le séchoir utilise un souffleur (convection forcée) ou une cheminée située à l'extrémité supérieure de la chambre de séchage (convection naturelle). Dans ce type de séchoir, le produit qui est à l'abri du soleil et même de la lumière préserve une meilleure qualité nutritionnelle [11]. Les séchoirs mixtes sont la combinaison des séchoirs directs et indirects. Dans ce type de séchoir, une combinaison de deux sources de chaleur est nécessaire pour le processus de séchage. La chaleur du rayonnement solaire direct et la chaleur provenant du capteur solaire.

Une revue sur les capteurs solaires à air et des séchoirs solaires à basse température a été présentée par **Ekechukwu et Norton (1999)[12]**. Une autre revue sur les systèmes de séchage solaire a été réalisée par **Sharma et al. (2009)[13]**. **Fudholi et al. (2010)[14]** ont examiné différents types de séchoirs solaires en fonction du produit à sécher. En tenant compte des aspects techniques et économiques des produits agricoles et marins, ils ont classé les séchoirs solaires selon quatre modes: direct, indirect, mixte et hybride. **El-Sebaï (2012)[15]** a présenté une description détaillée des travaux fondamentaux effectués sur les séchoirs solaires ainsi que leurs capteurs solaires pour les modes indirects et mixtes.

Selon le mode de déplacement d'air, on peut distinguer deux types de séchoirs solaires : actifs et passifs[13]. Les séchoirs solaires actifs (ou à convection forcée) utilisent des ventilateurs pour forcer la circulation de l'air chauffé dans l'unité de séchage. Les séchoirs passifs (ou à convection naturelle) utilisent une cheminée aménagée au sommet de la chambre de séchage pour le tirage et la circulation de l'air dans le séchoir. Les séchoirs à convection naturelle sont souvent inefficaces puisque la circulation de l'air est généralement mauvaise [16]. Cela peut engendrer des températures excessivement élevées dans la chambre de séchage conduisant à une culture cuite plutôt sèche. Certaines études ont révélé que les cheminées solaires conçues de manière appropriée peuvent améliorer le débit d'air à travers le séchoir solaire [17].

Les travaux récents portent principalement sur les différentes innovations techniques permettant d'améliorer le rendement des séchoirs solaires telles que :

- l'amélioration des performances thermiques des capteurs solaires,
- l'utilisation des cheminées solaires,
- le prolongement de la durée de fonctionnement des séchoirs en utilisant le stockage thermique,
- l'amélioration de la circulation d'air et de la température dans la chambre de séchage.

## **I.2. Séchoir indirect avec capteur solaire**

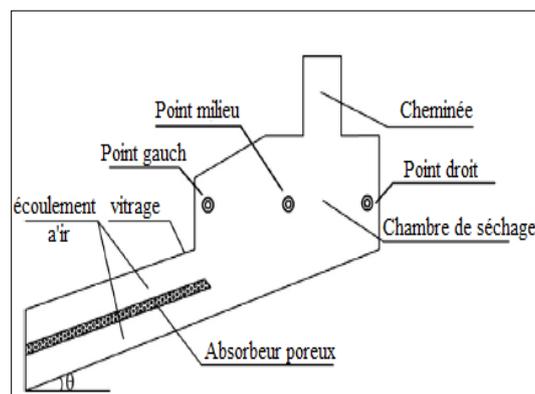
Les capteurs solaires sont des cas particuliers d'échangeurs de chaleur qui permettent de convertir l'énergie solaire en chaleur pour des applications à basses températures. Dans les séchoirs solaires, le capteur solaire est utile pour obtenir des valeurs de température élevées avec des débits d'air contrôlés. Pour avoir un meilleur séchage des produits avec des conditions optimales de la température et de débit massique d'air, il faut assurer une conception optimale du capteur solaire. L'amélioration des performances thermiques des capteurs solaires repose sur plusieurs techniques qui consistent à :

- a) Améliorer l'absorbeur avec de nouvelles formes de surface d'échange pour augmenter le flux de chaleur absorbé et le coefficient d'échange thermique avec l'air. Généralement, il existe trois catégories d'absorbeur : poreux, en forme de zigzag et à ailettes.

- b) Prolonger le temps de parcours du fluide caloporteur (air) en utilisant des capteurs à plusieurs passes.

### I. 2.1. Capteur avec absorbeur poreux

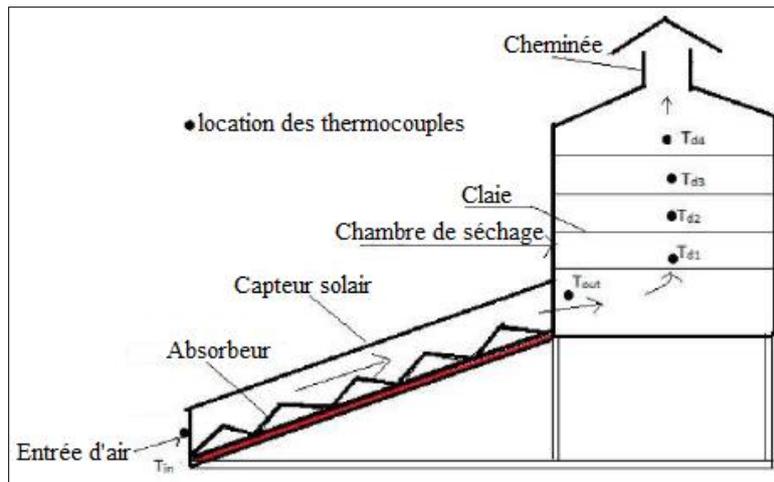
Les capteurs solaires utilisent souvent des absorbeurs simples ou poreux. Ces derniers offrent généralement une meilleure performance et une efficacité de conversion relativement plus élevée [18]. **Wei et Man (2014)** [19] ont analysé numériquement l'écoulement thermoconvectif de l'air dans un séchoir solaire indirect à convection naturelle contenant un absorbeur poreux et une cheminée (Fig. I. 1). Ils considèrent que l'écoulement d'air est turbulent (modèle  $k-\varepsilon$ ) pour la résolution numérique. Ils ont conclu que l'utilisation d'un absorbeur poreux incliné augmente la température et la vitesse de l'air à la sortie. En gardant le même volume de l'absorbeur poreux, une augmentation de la porosité entraîne une diminution de la zone de transfert de chaleur dans l'absorbeur.



**Figure I. 1 :** Diagramme schématisé du séchoir solaire avec absorbeur poreux [19].

### I. 2.2. Capteur avec absorbeur en forme de zigzag

Ce type d'absorbeur fournit une surface d'échange plus importante par rapport à un absorbeur plat. **Abhayet al. (2016)** [20] ont étudié expérimentalement un séchoir solaire indirect à convection naturelle pour le séchage des bananes. Le séchoir comporte un capteur solaire avec absorbeur en forme de zigzag, une chambre de séchage isolée et une cheminée pour l'échappement d'air (Fig. I. 2). Les auteurs ont constaté que ce type de séchage est plus rapide et plus efficace que le séchage à l'air libre. L'efficacité thermique moyenne du capteur était de 31,5 % et celle de la chambre de séchage 22,38 %. Ce type d'absorbeurs était utilisé aussi par **Dejchanchaiwong et al. (2016)** [21] dans un séchoir solaire à convection naturelle. Ils ont montré que l'efficacité du séchoir en mode mixte (15.4%) est plus élevée que celle du séchoir en mode indirecte (13.3 %).

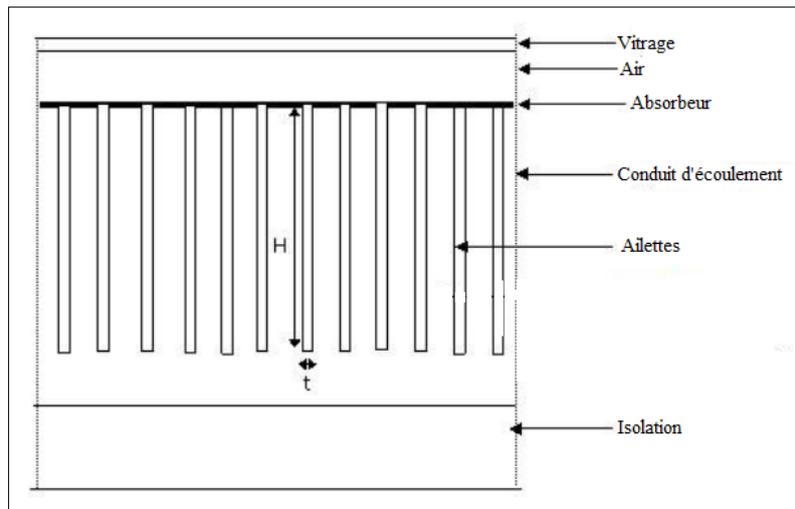


**Figure I. 2 :** Vue schématique de l'installation expérimentale du séchoir solaire.

### I. 2.3. Capteur avec absorbeur à ailettes

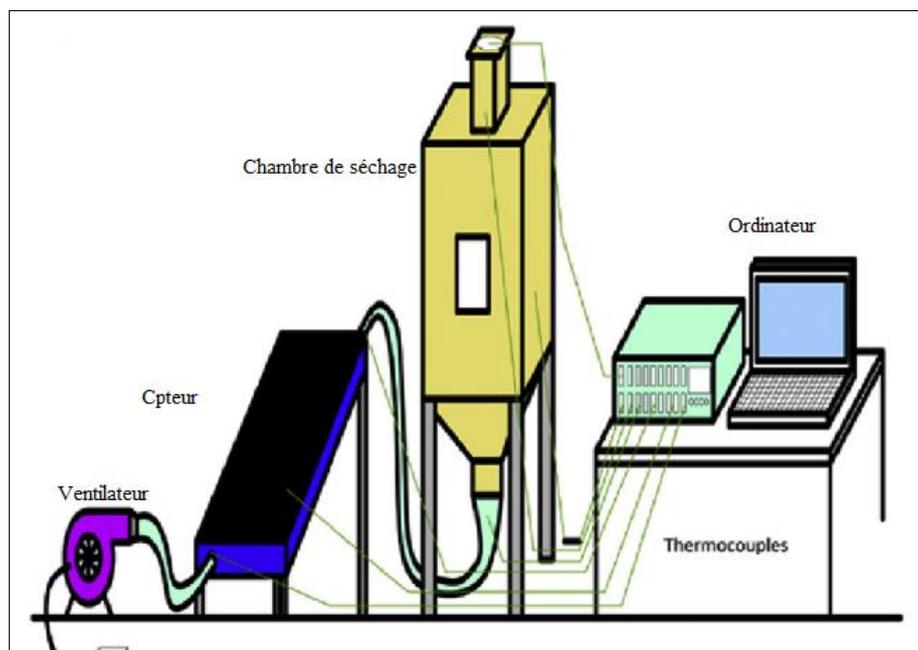
Dans ce type de capteurs, la géométrie de l'absorbeur est conçue de façon à augmenter la surface d'échange thermique par rapport à celle d'une paroi lisse. Le principe consiste à placer des obstacles métalliques assimilés à des rugosités artificielles dites ailettes. Ces dernières améliorent l'échange thermique avec l'air, favorisent la génération de la turbulence et prolongent le temps de parcours du fluide. Ces capteurs ont fait l'objet de plusieurs travaux de recherches :

**Bhattacharyya et al.(2017) [22]** ont analysé théoriquement le transfert de chaleur dans un capteur solaire à air contenant des ailettes rectangulaires attachées (Fig. I. 3). Le capteur est destiné au séchage de riz. Les effets du nombre et de la taille des ailettes ont été discutés. Ils ont conclu que la température du fluide à la sortie augmente avec l'augmentation du nombre des ailettes et diminue quand celui-ci dépasse 80 ailettes. Cette diminution est causée par la forte chaleur spécifique de l'aluminium, matière considérée pour les ailettes. En plus, la chute de pression augmente avec l'augmentation du nombre et de la hauteur des ailettes.



**Figure I. 3 :**Diagramme schématique du capteur solaire avec absorbeur à ailettes [22].

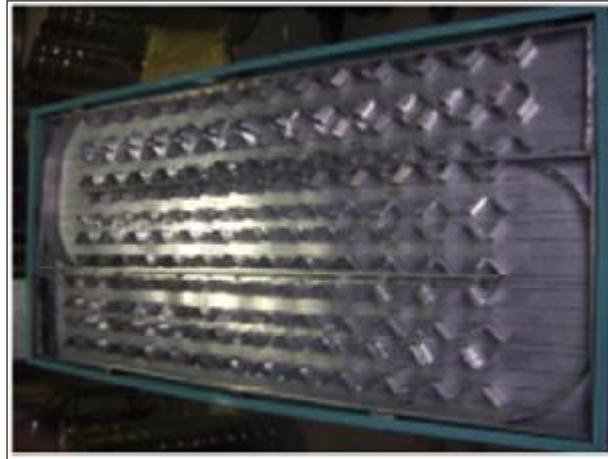
**Fevziet al. (2016)**[23] ont présenté une étude expérimentale d'un séchoir solaire indirect à convection forcée (Fig. I. 4).



**Figure I. 4:**Vue schématique du séchoir avec capteur solaire à air [23].

Le capteur solaire utilisé contient un absorbeur plat galvanisé muni d'ailettes fixes inclinées avec trois angles différents ( $30^\circ$ ,  $45^\circ$  et  $60^\circ$ ) (Fig. I. 5). Ils ont conclu que le débit massique de l'air est directement proportionnel à l'efficacité du capteur qui peut atteindre 63

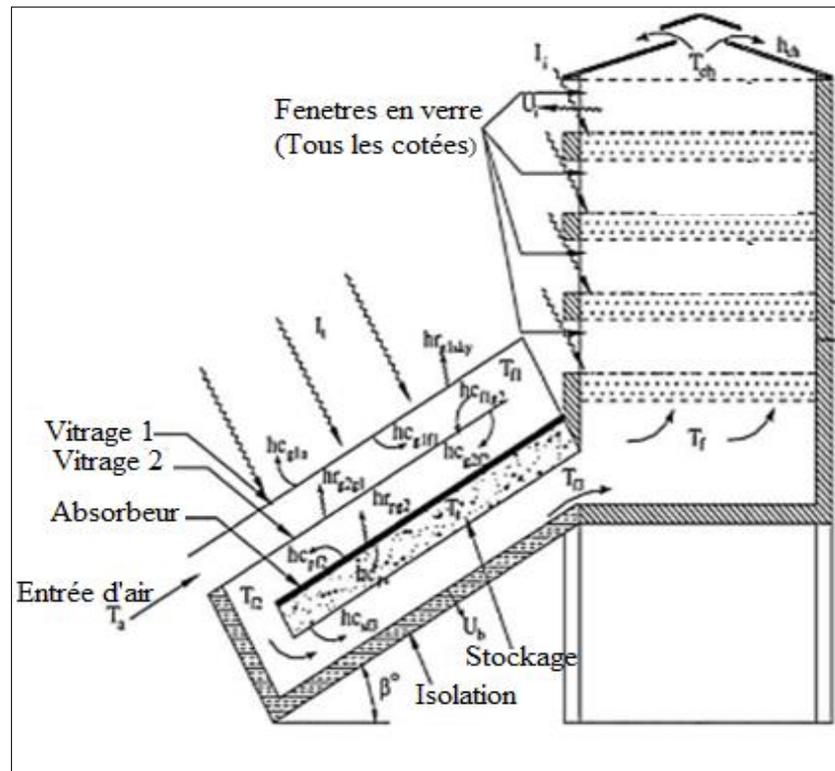
% pour un débit de 0.033 kg/s. Cette efficacité est nettement plus importante que celle d'un capteur classique avec absorbeur simple dont l'efficacité varie entre 20 et 25 %. Le séchoir solaire développé a réduit le temps de séchage à 7 h au lieu de 22 h pour un séchage à l'air libre. Les auteurs ont développé aussi un nouveau modèle mathématique de la teneur en humidité donnant des résultats plus fiables pour le basilic sucré et les produits feuillus.



**Figure I. 5:** Capteur solaire à air avec ailettes.

#### **I. 2.4. Capteur à plusieurs passes**

**Jain (2005) [24]** a conçu et analysé un séchoir solaire indirect à convection naturelle pour le séchage du riz. La chambre de séchage qui contient plusieurs claies est attachée à un capteur solaire plan incliné multi-passes avec stockage thermique intégré (Fig. I. 6). Il a présenté les effets de la variation de l'angle d'inclinaison, de la longueur et de la largeur du capteur ainsi que du débit massique sur la température du riz. Les résultats montrent que l'augmentation de l'angle d'inclinaison de  $0^\circ$  à  $30^\circ$  donne un gain maximal en température de récolte dans la claie-1, alors que la température de récolte dans la claie 4 n'est pas influencée par l'angle d'inclinaison. En plus, l'augmentation de la longueur et de la largeur du capteur augmente la surface absorbante et la capacité du stockage et entraîne l'augmentation de la température de l'air de séchage et de la récolte.



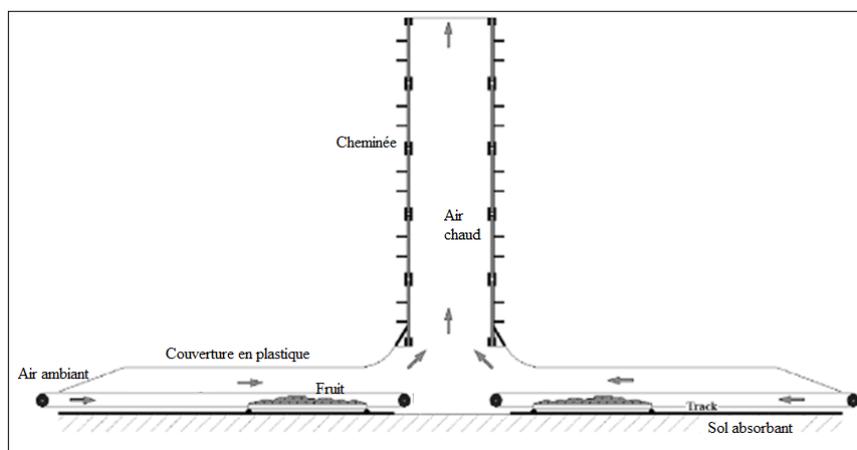
**Figure I. 6 :** Séchoir multi-claies avec capteur à air incliné multi-passes avec un stockage thermique intégré.

### I.3. Utilisation des cheminées solaires

La cheminée solaire est une idée simple et pratique, elle est utilisée pour améliorer l'extraction naturelle de l'air. C'est le moteur thermique actuel utilisé dans la plupart des séchoirs solaires utilisant l'effet de la ventilation naturelle. Le rayonnement solaire entre dans la cheminée solaire à travers le vitrage pour être absorbé par une surface absorbante. L'air dans la cheminée s'échauffe et devient relativement plus léger. Il monte alors hors de la cheminée solaire entraînant une aspiration d'air dans la partie basse de la cheminée. Ce dispositif est utilisé pour assurer une ventilation passive à travers le séchoir solaire.

Différents paramètres affectent les performances de la cheminée solaire. Le rayonnement solaire et l'angle d'inclinaison de la cheminée sont des paramètres clés. Les chercheurs constatent que la vitesse et la température de l'air dans la cheminée solaire augmentent avec l'augmentation du rayonnement solaire. D'autre part, l'augmentation de l'angle d'inclinaison réduit la résistance à l'écoulement et améliore les performances de la cheminée. Cependant, la réduction de l'angle améliore le rayonnement solaire reçue et ainsi les performances thermiques de la cheminée.

Une quantité considérable de travaux a été publiées sur l'effet de la cheminée solaire sur le système de séchage [17, 25, 26]. **André et al.** [27] ont étudié expérimentalement une cheminée solaire utilisée pour le séchage de grains de café, de bananes et de tomates (Fig. I. 7). Les résultats obtenus ont été comparés avec le séchage solaire naturel (à l'air libre) sous les mêmes conditions climatiques. Par rapport au séchage naturel, le séchoir solaire a permis de réduire le temps nécessaire pour le séchage des grains de café par 60 %, en atteignant une teneur finale en humidité de 13% (base sèche). Le séchage solaire naturel des bananes a été achevé après 193 h, tandis que le séchage solaire a nécessité 139 h. Pour les tomates, le séchage naturel qui nécessitait 195 h a été réduit de 67 % (130 h).



**Figure I. 7 :** Schéma de la cheminée solaire.

**Afriyie et al. (2012)**[17] ont étudié expérimentalement les performances d'un séchoir solaire direct contenant une chambre de séchage couplée à une cheminée solaire (Fig. I. 8). Ils ont présenté l'effet de l'inclinaison du toit de la chambre de séchage et la dimension de l'entrée d'air sur les performances du séchoir solaire. Ils ont observé qu'une inclinaison appropriée de l'angle du toit de la chambre couplé a une cheminée solaire peut augmenter le débit d'air dans un séchoir direct.

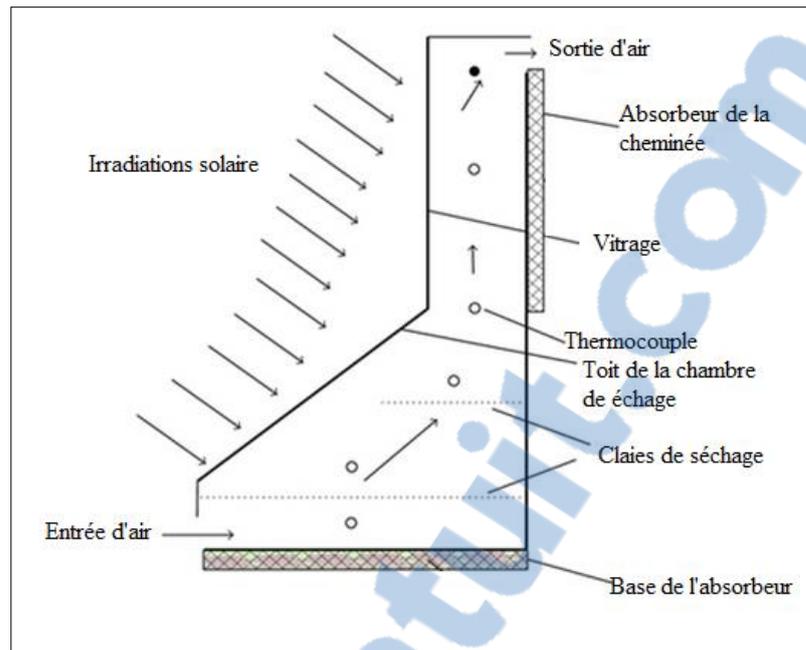


Figure I. 8 : Schéma du séchoir solaire avec cheminée solaire

#### I.4. Utilisation du stockage thermique

La nature intermittente de l'énergie solaire, qui est la principale source d'énergie dans le séchage solaire, est en effet l'un des problèmes principaux du système de séchage solaire. Le chauffage solaire fournit de l'air chaud uniquement pendant les heures d'ensoleillement. Cependant, le séchage de nombreux produits agricoles (par exemple les céréales, les légumes et les aliments) est effectué à une température modérée et continue pendant quelques jours. Il est donc indispensable d'apporter des solutions à ce problème. Ainsi, le stockage thermique devient nécessaire pour un séchage continu et fiable. Il existe deux types de stockage : stockage par chaleur sensible et stockage par chaleur latente. **Karunesh et al. (2016) [28]** ont présenté une revue sur les principales contributions apportées dans le domaine du séchage solaire avec stockage thermique. Ils ont présenté une quantité importante de travaux expérimentaux et théoriques réalisés au cours de ces dernières décennies et le développement fructueux des technologies de stockage comme chaleur sensible et latente. Parmi ces travaux nous pouvons citer:

**Mohanraj et al. (2009) [29]** ont effectué une étude expérimentale du séchage de chili dans un séchoir solaire indirect à convection forcée. Le séchoir contient une chambre de séchage reliée à un capteur solaire (Fig. I. 9). Le capteur solaire utilise du sable mélangé avec des déchets d'aluminium pour le stockage thermique pendant les heures ensoleillées. Le

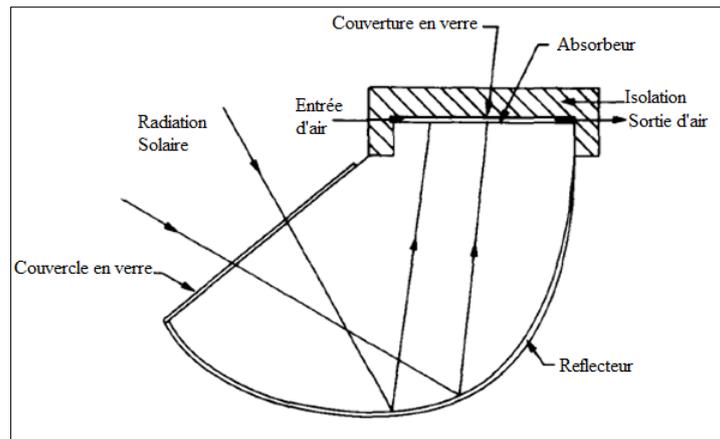
séchoir peut contenir jusqu'à 50 kg de piment. Le capteur solaire est incliné d'environ  $25^\circ$  par rapport à l'horizontale. L'intégration du stockage thermique prolonge le temps de séchage de 4 h par jour environ et maintient une température d'air presque constante. Le piment passe d'une teneur initiale en humidité de 72,8 à environ 9,2 et 9,7 % dans les plateaux inférieur et supérieur, respectivement. L'efficacité thermique du séchoir solaire a été estimée à environ 21%.



**Figure I. 9:** La configuration expérimentale du séchoir solaire

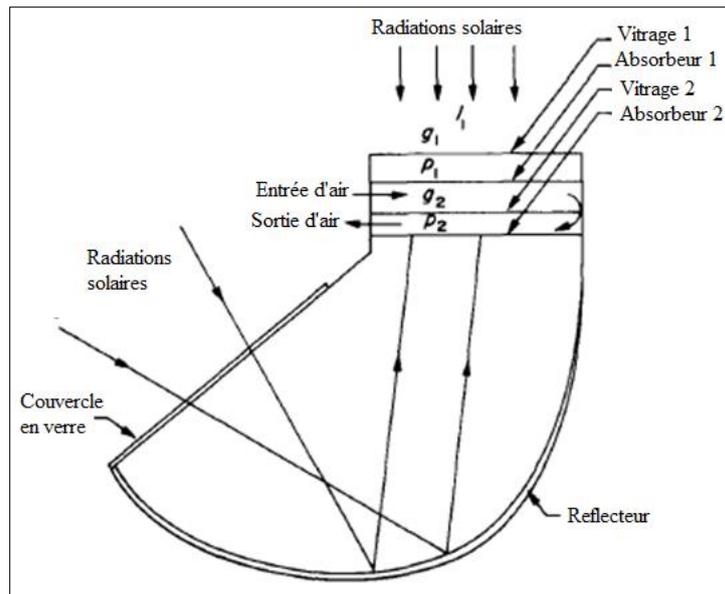
### **I.5. Séchoir solaire avec capteur à absorbeur inversé**

Les capteurs solaires plans conventionnels présentent des pertes thermiques radiative et convective importantes. La réduction de ces pertes peut augmenter le rendement thermique du capteur. **Sakuta et al. (1979)[30]** ont développé un nouveau concept de capteur solaire à absorbeur inversé dont la plaque absorbante est horizontale et orientée vers le bas. Un réflecteur cylindrique est placé sous cette plaque pour réfléchir le rayonnement solaire. Un vitrage est placé au-dessous de l'absorbeur pour la circulation du fluide caloporteur (Fig. I. 10). Les résultats expérimentaux montrent que ce capteur peut convertir l'énergie solaire à des températures élevées (environ  $200^\circ\text{C}$ ) qui ne peuvent être obtenues par des capteurs conventionnels plans.



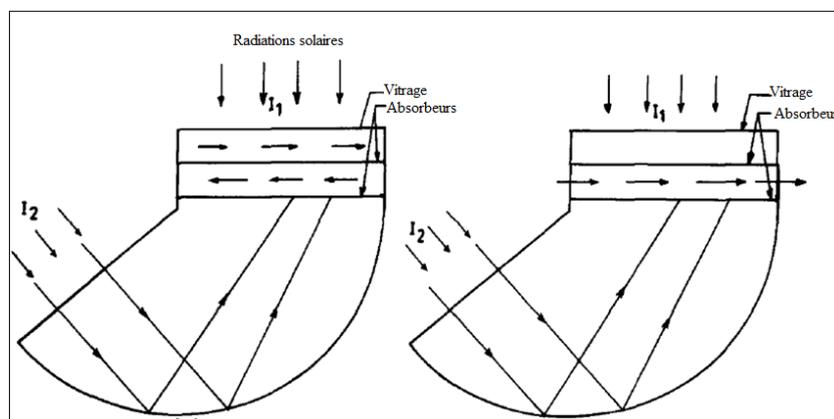
**Figure I. 10 :** Vue Schématique d'une section d'un capteur avec absorbeur inversé.

**Chandra et al.(1983) [31]** ont étudié numériquement un capteur solaire à absorbeur inversé modifié qui contient deux plaques absorbantes séparées par un vitrage (Fig. I. 11). Le capteur fonctionne comme un système à deux passages : l'air s'écoule d'abord entre l'absorbeur 1 et le vitrage 2, puis entre l'absorbeur 2 et le vitrage 2. La méthode globale a été utilisée pour la modélisation thermique du capteur. Ils ont constaté que les performances du capteur proposé sont meilleures comparées à ceux d'un capteur à absorbeur inversé simple [30] et d'un capteur plan normal. La configuration à double passages donne des températures de l'air plus élevées que la configuration à simple passage. Cependant, la chute de pression est moins importante dans ce dernier.



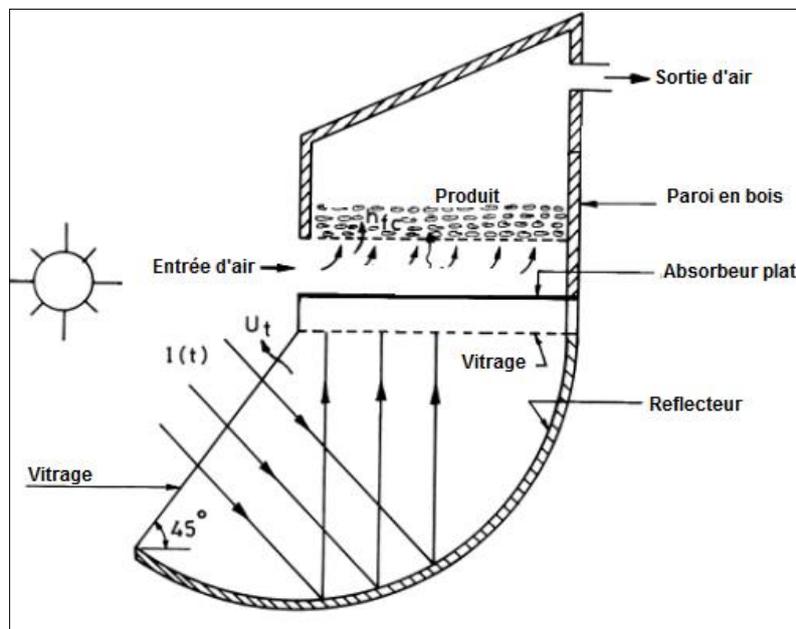
**Figure I. 11:** Vue Schématique d'une section d'un capteur avec absorbeur inversé double passes.

Goelet al. (1987) [32] ont présenté deux versions modifiées du capteur à absorbeur inversé original. Les nouvelles conceptions sont de type simple et double absorbeur (Fig. I. 12). Les performances thermiques de ces capteurs sont comparées à celle d'un capteur à un seul absorbeur et celle d'un capteur plan normal. La méthode globale a été utilisée pour la modélisation des capteurs et validée expérimentalement. Ils ont constaté que la conception à deux absorbeurs donne les meilleures performances thermiques par rapport aux autres configurations. Ce type de capteur peut donner des températures supérieures à 100 °C.



**Figure I. 12:** Vue Schématique d'un capteur solaire à absorbeur inversé type plaque absorbantes.

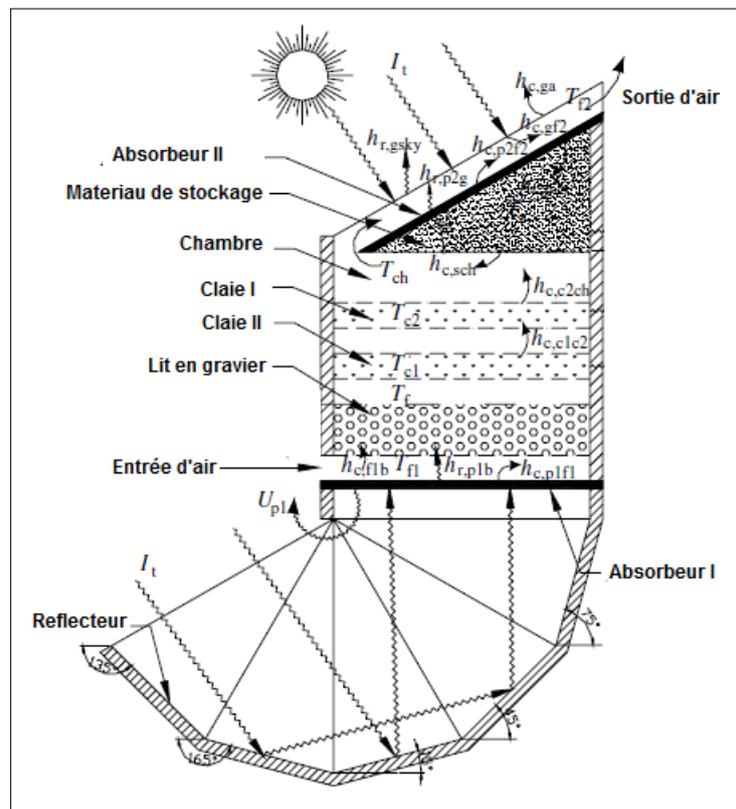
**Goyal et Tiwar [33, 34](1997, 1999)** ont développé et analysé un séchoir solaire contenant une chambre de séchage et un absorbeur inversé comme dispositif chauffant (Fig. I. 13). La plaque absorbante est horizontale et orientée vers le bas. Un réflecteur cylindrique est placé en dessous pour réfléchir le rayonnement solaire par le haut. La chambre de séchage est montée sur l'absorbeur avec un espace de 0,03 m pour que la circulation de l'air s'écoule. L'inclinaison du vitrage est de  $45^\circ$ . Les performances thermiques du séchoir proposé sont analysées en utilisant la méthode globale et la technique des différences finies. Les résultats révèlent que le séchoir proposé peut fonctionner plus longtemps et fournir une température plus élevée que les séchoirs standards. Le séchage de la récolte est plus uniforme puisque la culture n'est pas exposée directement au rayonnement.



**Figure I. 13:**Séchoir solaire à absorbeur inversé

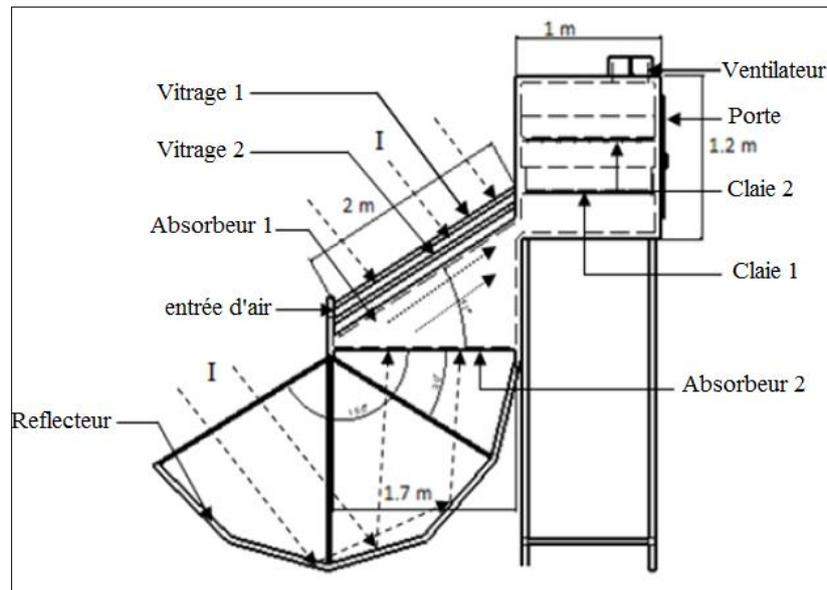
Pour améliorer les performances, **Jain [35](2007)** a proposé de modifier le séchoir proposé par **Goyal et Tiwari [32][24]**, en ajoutant un lit en gravier ( $0,15\text{ m}$  d'épaisseur) comme unité de stockage et une cheminée solaire avec stockage (granite) pour produire un écoulement d'air accéléré naturellement (Fig. I. 14). Ce séchoir pourrait sécher  $95\text{ kg}$  d'oignons à partir d'une teneur en humidité de  $6,14$  à  $0,27\text{ kg d'eau/kg de matière sèche}$  dans une période de séchage de  $24\text{ h}$ . Dans ce type de séchoir solaire, aucune alimentation externe n'était nécessaire pour faire fonctionner le séchoir. Pour la modélisation, une approche globale

du système a été utilisée. Elle basée sur la connaissance des coefficients de transfert de chaleur et de masse entre les différents composants du système. L'auteur a constaté que le stockage thermique est très pertinent pour réduire les fluctuations de la température et diminuer le temps de séchage en augmentant le temps de fonctionnement.



**Figure I. 14 :** Séchoir solaire à absorbeur inversé avec stockage thermique et cheminée solaire.

Vijay et al. (2017) [36] ont présenté une étude expérimentale d'un nouveau concept du séchoir solaire avec capteur solaire multi-passes et absorbeur inversé (Fig. I. 15). Le séchoir est destiné pour le séchage du chili rouge. La méthode globale a été utilisée pour modéliser les performances du séchoir solaire. Les résultats ont montré que le séchoir solaire avec absorbeur inversé a permis d'améliorer considérablement l'efficacité du capteur et du séchage. Pour le même débit, l'efficacité du séchoir solaire avec absorbeur inversé est plus élevée que le séchoir sans absorbeur inversé jusqu'à 10 %. La teneur en humidité du chili rouge a été réduite de 79,1 à 9,1 % (base sèche) en 22 h au lieu de 30 h pour un séchoir sans absorbeur inversé.



**Figure I. 15 :** Vue schématique du séchoir solaire multi-passes avec absorbeur inversé.

## I.6. Modélisation mathématique des séchoirs solaires

Plusieurs paramètres influent sur le comportement thermique des systèmes de séchage et donc, l'efficacité et l'homogénéité des produits en cours de séchage [9]. Le contrôle expérimental de tous ces paramètres est une tâche très difficile et coûteuse. Pour éviter le coût des installations expérimentales, de nombreux auteurs ont proposé des modèles numériques pour les séchoirs solaires. Ces modèles ont largement contribué au développement des séchoirs, et à la prédiction de leurs performances en augmentant l'efficacité du séchage. Les techniques de modélisation permettent de prédire la température, la teneur en humidité de la culture, le taux de séchage et la qualité de la culture. Diverses techniques de modélisation ont été utilisées pour analyser les systèmes de séchage solaire [37] selon leur nature globale (modélisation thermodynamique) ou locale (calcul CFD).

### I. 6.1. Approche globale

De nombreux travaux basés sur l'approche globale, ont été publiés dans la littérature [24, 31-36]. Cette méthode est basée sur la résolution des bilans énergétiques élaborés au niveau des différents composants du séchoir. Ces bilans utilisent souvent des équations semi-empiriques pour améliorer leurs précisions. Bien que cette méthode soit rapide, elle ne prend pas en compte un certain nombre de paramètres comme la complexité de la géométrie et le transfert réel de la chaleur.

## I. 6.2. Approche CFD

La mécanique des fluides numérique (MFN) plus souvent désignée par le terme anglais Computational Fluid Dynamics (CFD). Dans cette méthode, les équations gouvernantes sont résolues en utilisant des méthodes de discrétisation de l'ensemble du domaine calcul. Les profils de température de vitesse et de l'humidité sont obtenus en chaque point du système. Cette approche a été largement utilisée pour l'étude thermique des séchoirs [38-41]. Parmi les premiers travaux, nous pouvons citer celui d'**Arulanandamet al. (1999)** [42] qui ont étudié le comportement thermo-convectif de l'air dans un capteur solaire en l'absence du vent.

### a) Séchoirs conventionnels

**Amanlou et al. (2010)** [43] ont analysé numériquement une nouvelle conception de séchoir. Afin de trouver la forme géométrique la plus appropriée qui donne la distribution la plus uniforme de l'écoulement à l'intérieur du séchoir, sept géométries différentes de la chambre de séchage ont été étudiées et modélisées à l'aide du code Fluent (Fig. I. 16). Dans leurs simulations, l'écoulement d'air est supposé en régime turbulent ( $k-\varepsilon$ ), bidimensionnel et stationnaire. Les claies de séchages sont assimilées à des milieux poreux en introduisant des paramètres empiriques. A partir de leurs résultats, ils ont constaté que l'augmentation de la taille d'entrée donne une température de l'air plus élevée d'air. L'augmentation de l'angle de divergence de l'entrée améliore la distribution uniforme de la vitesse de l'air dans les zones des claies. La comparaison des résultats a montré que la forme géométrique de la chambre de séchage présentait plus d'influence sur la distribution de la vitesse de l'air que sur la distribution de sa température. La conception (b) a fourni des distributions de température et de vitesse de l'air dans la chambre de séchage les plus uniformes (Fig. I. 17).

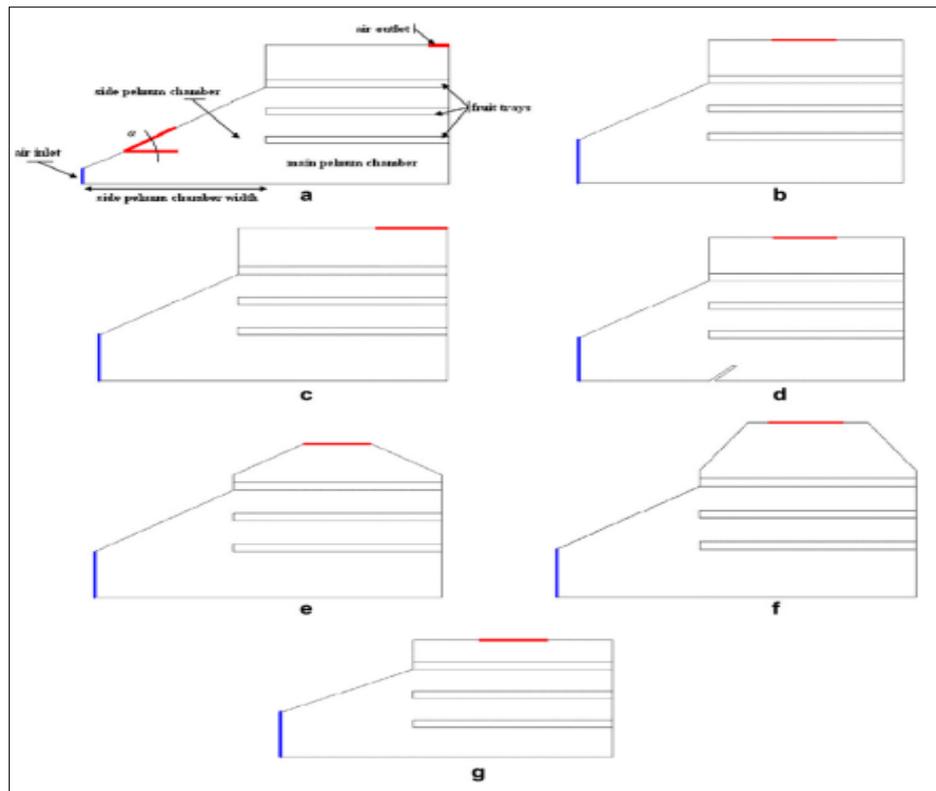


Figure I. 16 : Différents modèles de séchoir proposés dans [43].

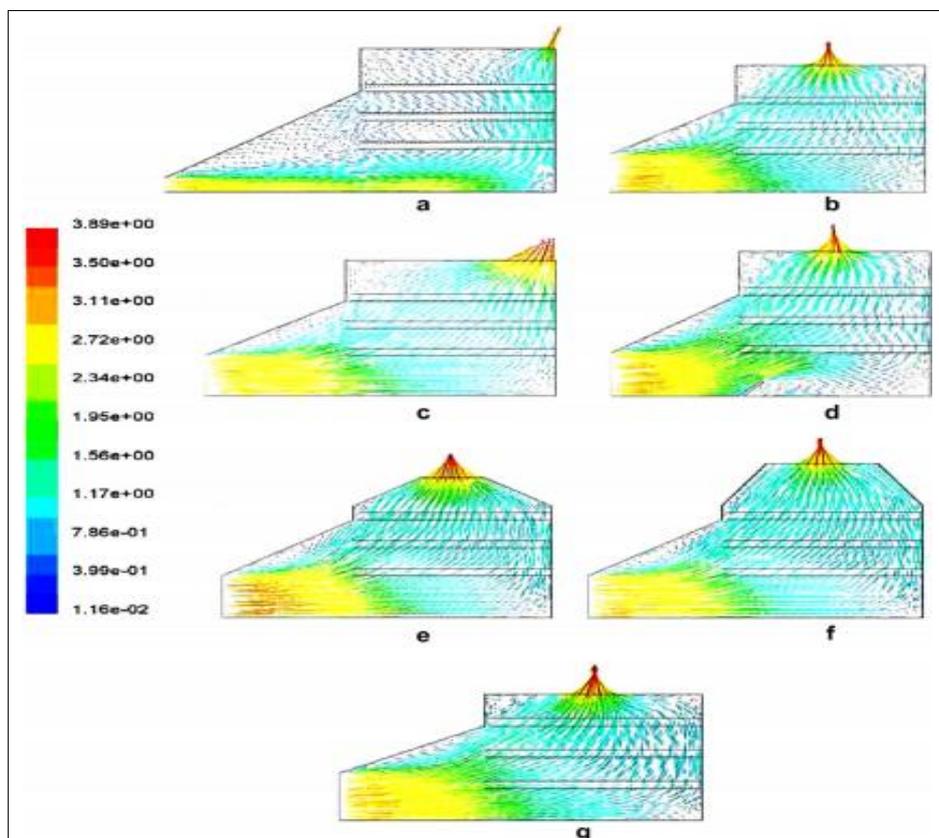
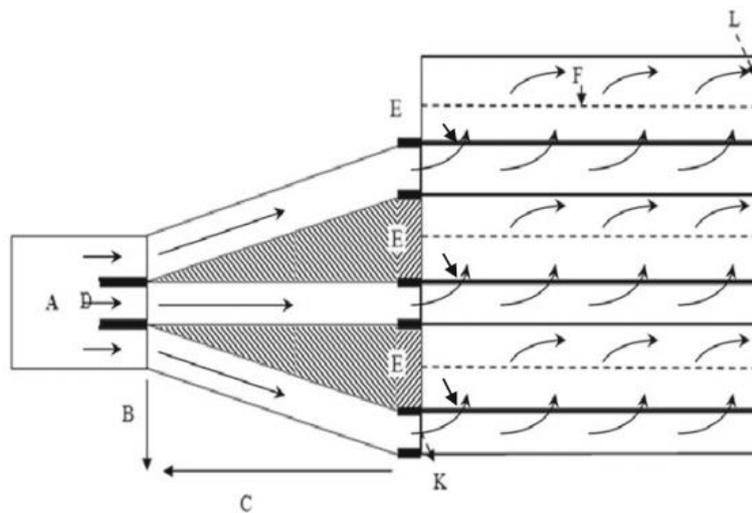


Figure I. 17 : Distribution des vitesses de l'air pour les sept modèles étudiés dans [43].

**Darabi et al. (2013) [44]** ont étudié expérimentalement et numériquement (en utilisant le code Fluent) un nouveau séchoir de fruits. Le séchoir étudié est constitué d'un chauffage d'air électrique, un ventilateur, un diffuseur d'air à l'entrée et une chambre de séchage contenant trois claies de séchage. La chambre de séchage possède trois entrées d'air séparées, une entrée pour chaque claie (Fig. I. 18). Dans leur modélisation, l'écoulement d'air est en régime turbulent ( $k-\varepsilon$ ), tridimensionnel et stationnaire. Les claies de séchage ont été assimilées à des milieux poreux en introduisant des paramètres empiriques pour l'équation de la variation de pression et de la porosité des claies. Les auteurs ont sélectionné le citron comme produit à sécher ; leurs résultats numériques ont montré une distribution uniforme de l'écoulement d'air dans les trois entrées et à travers les claies (Fig. I. 19). Ils ont également comparé l'uniformité de l'écoulement d'air, à travers les différentes claies et la consommation de l'énergie électrique avec ceux du séchoir étudié par **Amanlou et Zomorodian [43]**(Fig. I. 20). Ils ont remarqué que le présent séchoir possède des performances meilleures.



**Figure I. 18 :** Différentes parties du séchoir: a: entrée d'air, b: distance verticale de l'entrée, c: distance horizontale de l'entrée, d: conduits d'entrée d'air, e: claies de séchage, k: entrées d'air principales au séchoir, f: paroi perforée, l: sortie d'air.

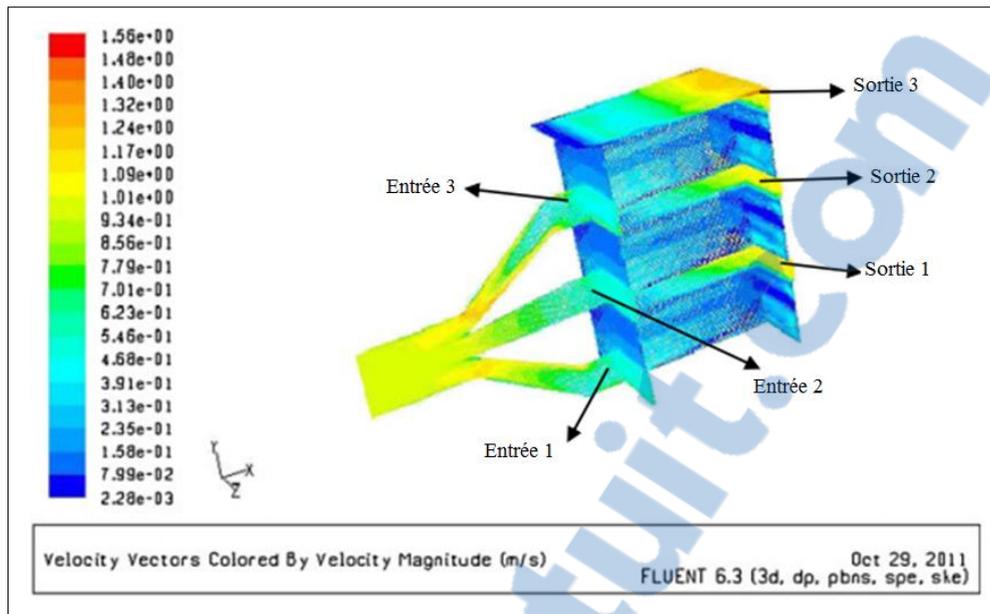


Figure I. 19 : La distribution de la vitesse de l'air à travers le séchoir [44].

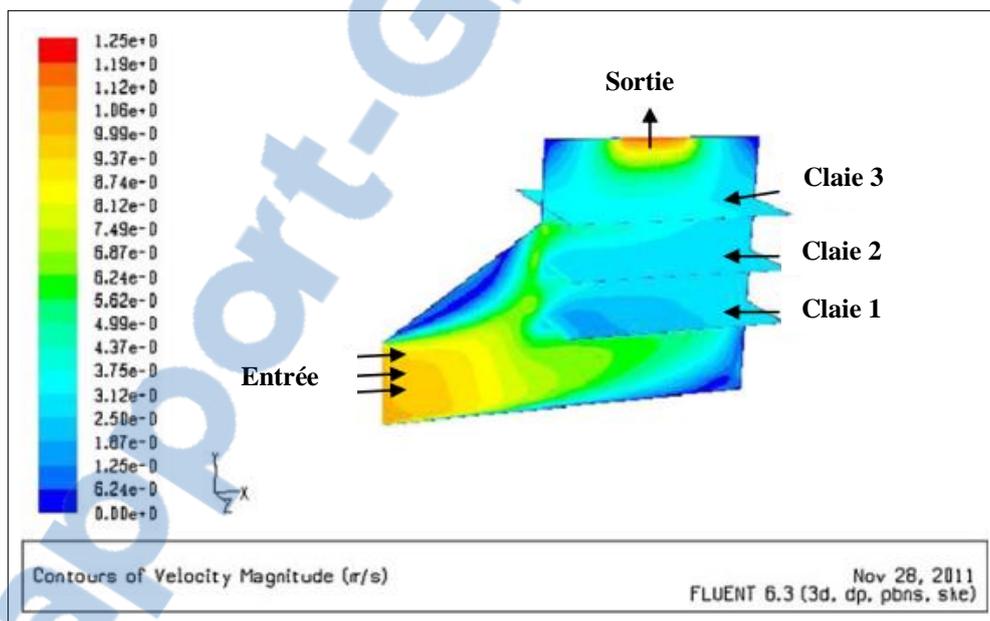
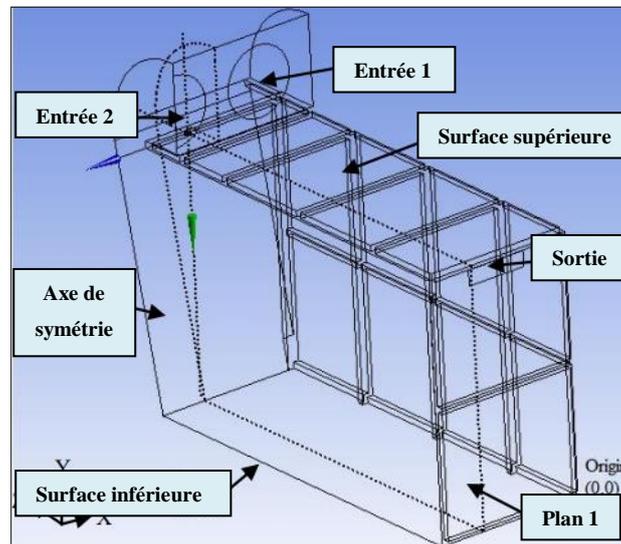


Figure I. 20 : La distribution de la vitesse de l'air à travers le séchoir étudié dans la référence [40].

Suhaimi et al. (2013)[45] ont présenté une simulation bidimensionnelle d'un système de séchage à plusieurs claies utilisant la méthode CFD. Ils ont essayé d'obtenir une distribution uniforme de l'écoulement d'air dans toute la chambre de séchage en étudiant trois

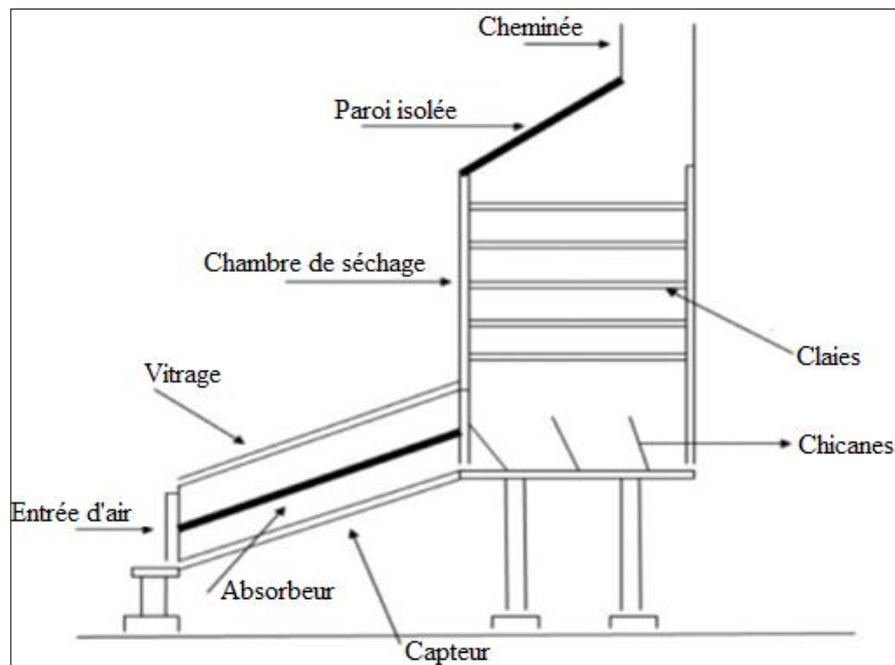
positions différentes des claies et en ajoutant des chicanes dans la chambre de séchage. Ils ont constaté que la position des claies influe sur la distribution de l'écoulement d'air. Aussi, l'ajout de chicanes améliore la distribution uniforme de l'air au niveau des claies et offre un temps de séchage plus court.



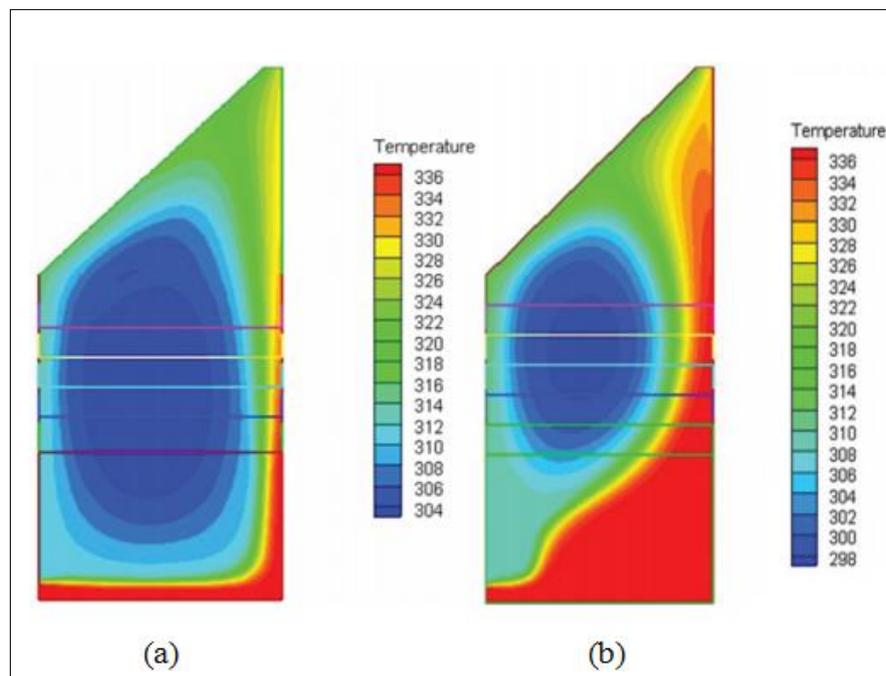
**Figure I. 21 :** Schéma de la chambre de séchage et les conditions aux limites.

#### b) Séchoir solaire

**Ghaffari et al.(2015) [46]** ont présenté une étude numérique d'un séchoir solaire contenant trois composantes: capteur solaire, chambre de séchage et une cheminée à l'extrémité supérieure de la chambre de séchage. Ils ont combiné à la fois les approches globale et locale pour la modélisation de ce séchoir. La méthode globale est appliquée dans le capteur solaire et la cheminée. Vue la complexité de la géométrie, la méthode locale est appliquée dans la chambre de séchage avec un écoulement 2D, stationnaire et turbulent en utilisant le modèle  $k-\varepsilon$ . Les résultats numériques étaient en accord avec les résultats expérimentaux. Ils montrent une variation considérable de la température au niveau des claies de séchage (Fig. I.23.a) qui peut entraîner un séchage non uniforme le long des claies. Pour améliorer la distribution de la température au niveau des claies, les auteurs ont proposé d'ajouter des chicanes dans la partie inférieure de la chambre de séchage (Fig. I. 22). Les résultats ont montré que l'ajout de chicanes a entraîné une diminution de la zone froide au milieu et une augmentation de la température de l'air dans les autres parties du séchoir. L'utilisation des chicanes a donc permis l'augmentation de l'efficacité et du taux de séchage.



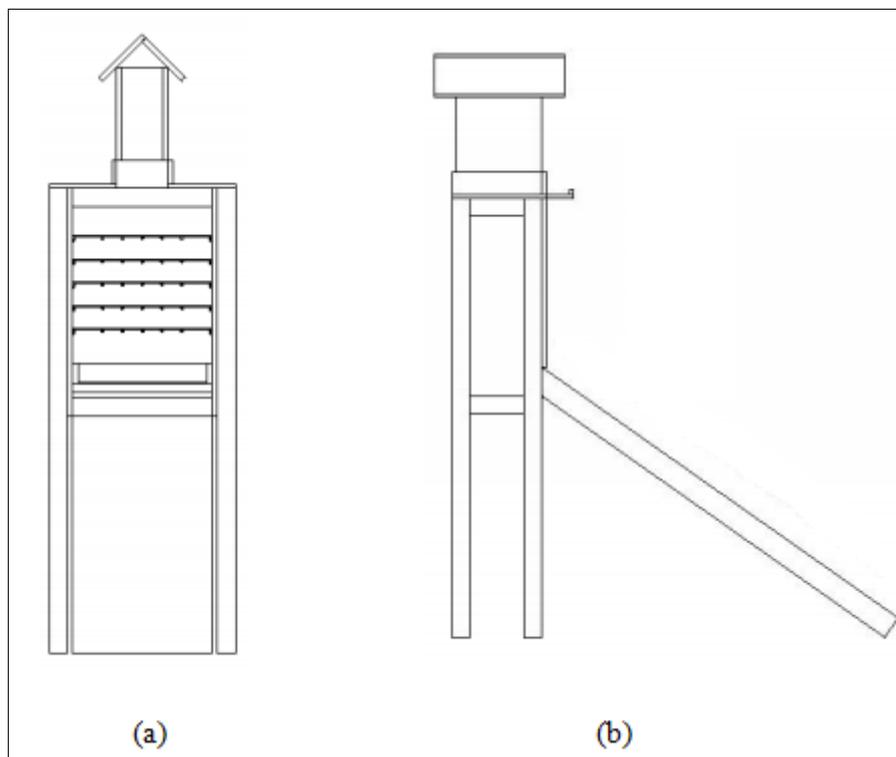
**Figure I. 22 :** Schéma de séchoir solaire indirect incluant les chicanes.



**Figure I. 23 :** La distribution de la température à travers la chambre : (a) sans chicanes, (b) avec chicanes.

Vintila et al. (2014) [41] ont présenté une étude numérique d'un séchoir solaire indirect contenant un capteur solaire, une chambre de séchage et une cheminée équipée d'un

volet à ouverture contrôlée. L'objectif de cette étude était d'évaluer numériquement les paramètres de fonctionnement du séchoir solaire indirect pour obtenir une meilleure uniformité thermique dans la chambre de séchage. L'influence de l'état du volet sur la température interne de la chambre et la distribution de l'écoulement d'air a été analysée. Trois cas ont été étudiés : volet totalement ouvert, volet à moitié ouvert (débit d'air inférieur) et volet totalement fermé (l'air frais ne pénètre pas dans le séchoir solaire). Une meilleure uniformité de l'écoulement d'air à l'intérieur de la chambre a été remarquée dans le cas avec volet totalement ouvert. Les valeurs de la température dans la chambre sont plus importantes dans le cas avec volet à moitié ouvert. La fermeture totale du volet montre un effet négatif à la fois pour la circulation de l'air et pour la température à l'intérieur de la chambre de séchage.



**Figure I. 24 :** Schéma du séchoir solaire (a) vue latérale, (b) vue arrière.

**Romero et al. (2014)[47]** ont présenté une étude numérique et expérimentale du processus de séchage de la vanille dans un séchoir solaire indirect. Les auteurs ont utilisé la méthode CFD pour résoudre les équations gouvernantes. Ils ont obtenu un bon accord entre les résultats numériques et expérimentaux au niveau de la sortie du capteur solaire.

Cependant, il y a un écart entre les résultats à travers la chambre puisque le coefficient de transfert de chaleur par convection avec l'environnement était supposé constant.



**Figure I. 25 :** Prototypes de séchoirs solaires pour le séchage de la vanille.

**Cristiana et al. (2012) [38]** ont présenté une étude numérique et expérimentale de l'écoulement d'air dans un séchoir solaire hybride en utilisant le code commercial ANSYS-CFX.



**Figure I. 26 :** Séchoir solaire hybride.

En testant plusieurs modèles de turbulence, ils ont trouvé que le modèle  $k-\omega$  SST est le plus approprié et en bon accord avec l'expérimental. Le séchoir a été testé sans claies et sans charge. Le modèle prédit le comportement de l'écoulement de l'air, la température et la vitesse à l'intérieur du dispositif. Les résultats numériques de la vitesse et de la température de l'air ont été comparés aux données expérimentales obtenues dans le prototype et un bon accord a été constaté.

## I.7. Conclusion

A travers cette étude bibliographique qui regroupe les différentes technologies utilisées pour améliorer les performances thermiques des séchoirs solaires, on a pu constater les remarques suivantes :

1. Les capteurs solaires avec absorbeur inversé fournissent de meilleures performances thermiques puisqu'ils assurent des températures plus élevée et diminue les pertes thermiques.
2. La présence d'une cheminée solaire dans un séchoir solaire à convection naturelle a entraîné l'amélioration du processus du séchage en augmentant le débit d'air, et donc, l'extraction de l'humidité.
3. Le séchage continu est un facteur important pour certains types de produits. Cette condition ne peut être assurée avec les séchoirs solaires à cause de la nature intermittente du rayonnement solaire. L'introduction d'une unité de stockage thermique dans le séchoir a permis de surmonter ce problème et d'assurer un fonctionnement plus continu du séchoir solaire durant les heures non ensoleillées.
4. La modélisation numérique des séchoirs solaires est devenue un outil important et incontournable pour éviter les coûts excessifs des essais expérimentaux et augmenter ainsi la qualité du produit et améliorer les économies d'énergie. Dans le processus de séchage, le débit de l'air et les taux de transfert thermique sont liés principalement au comportement dynamique de l'air. Ainsi, la modélisation dynamique des fluides (CFD) est l'approche la mieux adaptée pour répondre à ce type de problème.

Dans cette étude, la méthode CFD est utilisée pour la modélisation numérique d'un système de séchage contenant une cheminée solaire (CS) assemblée avec un absorbeur inversé et un lit en gravier comme unité de stockage pour le séchage de figes. Ce type de séchoirs a été étudié précédemment par **Goyal et al.**[ 33, 34] et **Dilip Jain** [35], en utilisant une approche

globale des équations de bilan énergétique. Nous proposons dans cette étude d'analyser le comportement dynamique et thermique de l'air de séchage en tenant compte de la complexité de la géométrie. L'objectif étant d'étudier les effets de l'utilisation de :

- La cheminée solaire (CS) dans le séchoir solaire,
- Le matériau de stockage thermique dans la CS,
- Et l'introduction d'un lit thermique dans le séchoir solaire.

---

## CHAPITRE II

---

# *Généralités sur le séchage solaire*

---

### Sommaire

II. 1.	Introduction.....	32
II. 2.	Généralités sur la figue .....	32
II. 3.	Généralités sur le séchage .....	36
II. 4.	Le séchage solaire .....	44
	Conclusion .....	49

## II. 1. Introduction

Les figes sont une richesse, un symbole, en bref un trésor de l'Algérie. Ils se forment au printemps et deviennent mûres en septembre. Pendant cette saison, les figes sont consommées fraîches. Pour perpétuer ce plaisir gustatif toute l'année, ils sont séchés au soleil par les fermiers. Le séchage solaire est une option fondamentale pour la conservation des aliments. C'est probablement la première méthode de conservation des aliments utilisée par l'homme.

Cependant, le séchage direct au soleil entraîne des processus lents et des pertes de produit. Pour remédier aux inconvénients des méthodes traditionnelles, les séchoirs solaires semblent être une technologie appropriée pour les opérations de séchage à petite échelle. Ils existent dans une grande variété de configurations et de dimensions. Un processus de séchage solaire dépend essentiellement du produit à sécher et du climat environnant.

## II. 2. Généralités sur la figue

### II. 2.1. Définition de la figue

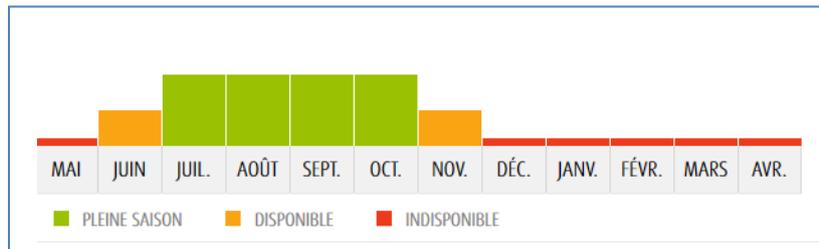
Le figuier est originaire du Sud-ouest asiatique avant de s'introduire. Par la suite le long du bassin méditerranéen. La figue est un faux-fruit qui se trouve en deux grandes variétés (les blanches et les violettes, Fig. II. 1), disponibles de fin juin à novembre (Fig. II. 2). C'est un fruit très riche en minéraux, avec une bonne source d'oligoéléments qui renferme une quantité intéressante de vitamines B et d'eau (jusqu'à 0,87 kg d'eau par kg de produit).



**Figure II. 1 :** Les figes fraîches.

Les figes sont des fruits fragiles qui ne se conservent pas longtemps (pas plus de 24 heures). De plus, l'utilisation des chambres froides est inefficace puisqu'elles détruisent leurs arômes. Cependant, la figue sèche peut se conserver plusieurs mois dans une boîte

hermétique. La figue est essentiellement commercialisée sous forme sèche, seule une petite partie de la production est vendue fraîche durant l'été.

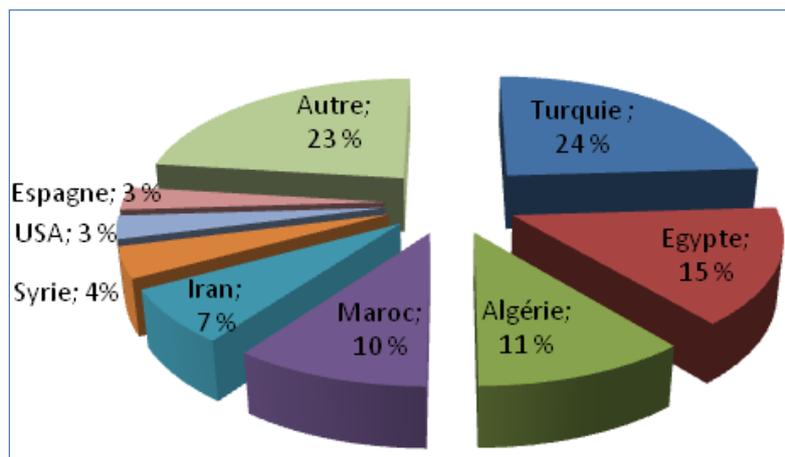


**Figure II. 2 :** La période de la disponibilité des figes.

## II. 2.2. Le figuier dans le monde

### a) Production et superficie mondiale de la figue

A l'échelle mondiale et selon les statistiques du FAO 2013, la superficie moyenne occupée par le figuier est de 386 737 ha. La production mondiale annuelle des figes est estimée à plus d'un million de tonnes en 2011 dont près du quart est produit par la Turquie, premier producteur de la figue au monde avec une superficie d'environ 58 700 ha. L'Egypte vient en deuxième position avec une production d'ordre de 165 483 tonnes suivi par l'Algérie avec 120 187 tonnes, soit environ 11 % de la production mondiale (Fig. II. 3)[48].



**Figure II. 3 :** Répartition de la production de la figue fraîche dans les grands pays producteurs en 2011[48].

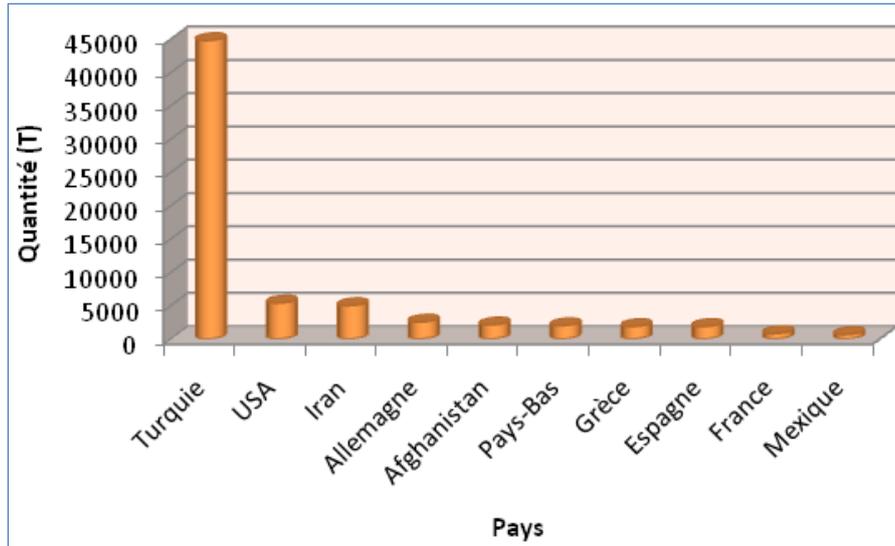
Le tableau II.1 présente les huit grands pays producteurs des figes dont la grande majorité de la production se limite dans l'espace méditerranéen. Cette production représente 76,6 % de la production mondiale.

**Tableau II. 1 : La répartition de la production des figes dans le monde [48]**

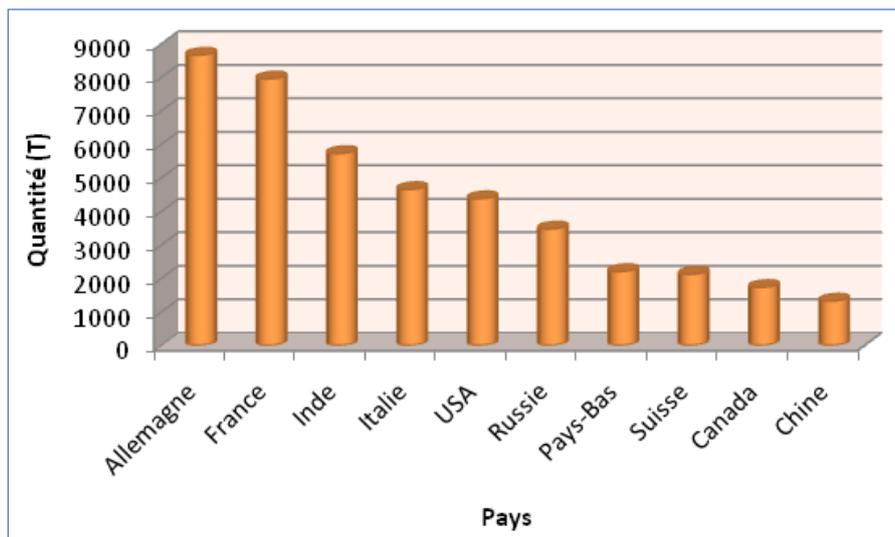
Position	Région (Pays)	Production (T)	Production mondial%	Superficies (ha)	Rendement (T/ha)
1	Turquie	260 508	24	58 694	4,4
2	Egypte	165 483	15	28 479	5,8
3	Algérie	120 187	11	46 331	2,6
4	Maroc	114 770	10	51 449	2,3
5	Iran	75 927	7	18 666	4,0
6	Syrie	42 944	4	9 707	4,4
7	USA	35 072	3	3 480	10,0
8	Espagne	28 993	3	11 761	2,5
	Monde	1 101 697	100	386 737	2,8

#### b) Commerce mondial de la figue

La figue est essentiellement commercialisée sous forme séchée. On trouve la Turquie en première position dans le commerce des figes séchées suivi par les États-Unis et l'Iran (Fig. II. 4). La Turquie, en tant que premier producteur mondiale, fournit plus de la moitié des exportations en figes séchées (44821 tonnes). Les premiers pays importateurs des figes sont l'Allemagne, la France, l'Inde et l'Italie (Fig. II. 5). L'ensemble de ces 10 pays ont importé près de 42300 tonnes de figes en 2011 représentant 59.5 % du volume des importations mondiales[48].



**Figure II. 4 :** Exportations en tonnes de la figue séchée dans le monde[48].



**Figure II. 5 :** Importations en tonnes de la figue séchée dans le monde[48].

### II. 2.3. La figue en Algérie

La production de fruits séchés est une filière prometteuse inexploitée en Algérie à cause de l'absence d'une infrastructure ou d'une industrie de transformation. Il est surprenant de constater que l'Algérie importe des fruits séchés alors que son climat subtropical, avec des étés longs, chauds et secs, lui permettrait d'être exportatrice. L'Algérie a importé pour près de 19 millions de dollars de pruneaux, de raisins et d'abricots séchés durant les 5 premiers mois

de 2014. Selon les chiffres des Douanes algériennes, cette valeur est en hausse de 59 % par rapport à la même période de 2013. Les besoins de ces fruits séchés ne cessent de croître vue la demande du consommateur algérien, notamment durant les périodes des fêtes familiales et du Ramadhan.

Au premier rang des fruits séchés utilisés en Algérie, se situe la figue. Le figuier est une culture revêtant une importance sociale et économique fondamentale, d'autant plus qu'elle a joué dans le passé un rôle décisif du point de vue valorisation et sédentarisation du peuple algérien.

Le figuier occupe une superficie de 46331 ha avec six millions de plants dont cinq millions sont productifs. La production est passée de 958 000 quintaux en 2010 à un million de quintaux en 2013. La consommation de ce fruit oscille autour de 964 812 quintaux en frais et 135000 quintaux de figes séchées (en 2012). Les quantités soumises au séchage représentent moins du quart de la production totale [48].

## **II. 3. Généralités sur le séchage**

### **II. 3.1. Définition du séchage**

Sécher un produit consiste à extraire une grande partie de l'eau qu'il contient jusqu'à le porter à un état jugé suffisamment sec de façon à lui permettre sa bonne préservation. Le séchage permet donc, de réduire, voire supprimer les pertes de récoltes par dégradation, ainsi, d'atteindre une autonomie dans le temps pour les produit saisonnières comme les figes.

Les objectifs visés à travers ce séchage sont :

- Faire des réserves afin de commercialiser le produit durant les pénuries et d'étaler la consommation du produit.
- Transformer des produits non vendu.
- Transporter et commercialiser plus facilement.

Cependant, cette opération s'accompagne toujours de modifications de goût, d'aspect et de perte de qualité nutritionnelle du produit ou d'hygiène.

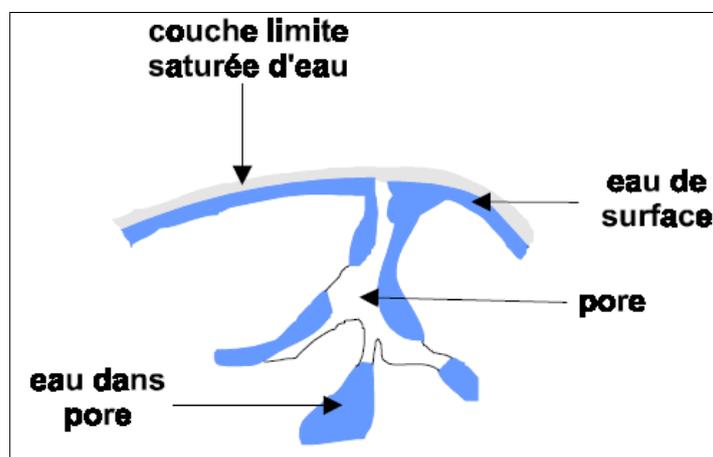
### **II. 3.2. Mécanisme de séchage**

Pour sécher un produit, il suffit de le ventiler par de l'air suffisamment chaud et sec. Un échange de chaleur et d'humidité se produit entre cet air et le produit humide. L'air chaud

transmet une partie de sa chaleur au produit qui développe une pression partielle en eau à sa surface supérieure à la pression partielle de l'eau dans l'air utilisé pour le séchage. Cette différence de pression entraîne un transfert de matière de la surface du solide vers l'air de séchage. Il existe donc deux facteurs importants pour contrôler les processus de séchage:

1. Le transfert de chaleur pour fournir la chaleur latente de vaporisation nécessaire ;
2. Le mouvement de l'eau ou de la vapeur d'eau à travers le produit humide pour l'extraire des produits.

Un produit humide peut se représenter schématiquement comme sur la Fig. II. 6. Le solide a un film d'eau adhérant à sa surface externe par des forces superficielles.



**Figure II. 6 :** Présentation schématique d'un produit humide.

Au contact de l'air chaud, l'eau de la surface externe du produit va être évacuée sous l'effet du gradient d'humidité entre l'air et le produit. L'eau osmotique va migrer à l'état liquide de l'intérieur du grain vers cette périphérie séchée par différence de pression osmotique. Au cours de cette migration, des poches d'air apparaissent pour remplacer les pertes en eau. Au cours du séchage, la diffusion de cellule à cellule sera de plus en plus freinée par les cellules qui auront tendance à retenir leur eau. Les derniers points d'humidité seront donc plus difficiles à retirer que les premiers.

L'eau liquide sera entièrement évaporée à l'exception de l'eau fortement retenue. Le produit rentre en équilibre hygrométrique avec son environnement ; ce qui correspond à la fin du séchage.

Bien sécher, c'est pouvoir maîtriser trois paramètres fondamentaux:

- L'énergie thermique apportée qui chauffe le produit et provoque la migration de l'eau vers la surface et sa transformation en vapeur d'eau;
- La capacité de l'air environnant (appelé aussi air d'entraînement) à absorber la vapeur d'eau dégagée par le produit. Cette capacité dépend du pourcentage de vapeur d'eau déjà contenue dans l'air avant son arrivée dans le séchoir et de la température à laquelle il a été porté;
- La vitesse de cet air au niveau du produit qui, surtout en début de séchage, doit être élevée (jusqu'à une certaine limite) de manière à accélérer l'entraînement de la vapeur d'eau.

Il faut pouvoir sécher suffisamment rapidement (pour éviter le pourrissement du produit) mais pas trop vite (une croûte risque alors de se former en surface) à trop haute température (le produit se dénature, noircit).

### **II. 3.3. Les trois phases de séchage**

Quelques soit le mode de séchage, le produit humide passe par trois phases de séchage comme il est montré sur la Fig. II. 7:

- **La période de mise en température [AB]**

Elle est souvent très courte et se caractérise par une vitesse de séchage croissante et correspond à la montée en température du produit jusqu'à une température d'équilibre. Lorsque le produit reçoit autant de chaleur de l'air qu'il doit en fournir à l'eau, il est alors en phase de sa vaporisation. Cette température d'équilibre n'est pas atteinte de suite puisque le produit avait au départ du séchage une température plus basse, et une inertie thermique relativement importante. La vitesse de séchage sera croissante puisque l'échange d'eau entre le produit et l'air sera d'autant plus efficace que le produit sera réchauffé.

- **La période de vitesse de séchage constante [BC]**

Elle correspond à l'évaporation de l'eau libre en surface de produit, sans cesse renouvelée par de l'eau venant de l'intérieur du produit (en partie similaire au phénomène de transpiration). La température du produit reste constante.

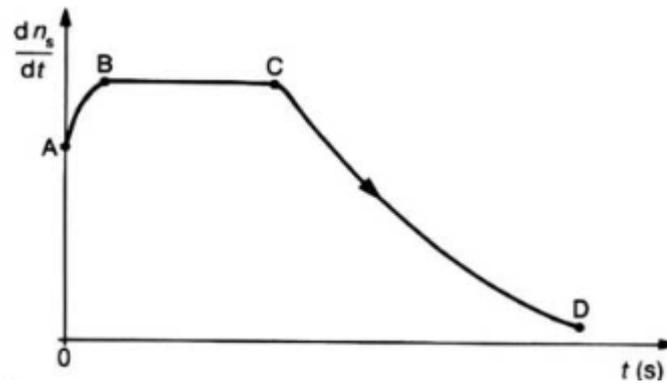


Figure II. 7 : Courbe de séchage.

#### ▪ Phases de ralentissement du séchage [CD]

Elle correspond à l'évaporation de l'eau liée. L'eau libre, qui migrait de l'intérieur vers l'extérieur du produit pour être alors transformée en vapeur d'eau, a complètement disparu en fin de phase II. Il ne reste plus dans le produit que de l'eau liée, plus accrochée au produit. L'eau ne s'évapore plus à la surface du produit mais à l'intérieur. Un front d'évaporation s'enfonce vers le cœur du produit. La vapeur d'eau est ensuite évacuée en surface par l'air. Plus le front s'éloigne de la surface extérieure du produit, plus le transfert d'eau est difficile. A ce stade la température du produit augmente et tend vers celle de l'air à l'entrée si la température et le débit restent les mêmes qu'avant.

### II. 3.4. Teneur en humidité à l'équilibre

#### a) Teneur en eau

Rapport-gratuit.com  
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

Tout produit qu'il soit d'origine végétale, animale ou minérale contient de l'eau. On peut donc distinguer dans tout produit de masse totale  $m$  :

- Une masse  $m_e$  d'eau
- La masse restante  $m_s = m - m_e$  appelée masse anhydre ou masse sèche.

On définit l'humidité ou teneur en eau du produit (en base sèche) par :

$$X = \frac{m_e}{m_s} \quad \text{II. 1}$$

L'humidité d'un produit peut aussi être définie par la teneur en eau en base humide :

$$X_h = \frac{m_e}{m} \quad \text{II. 2}$$

Les deux grandeurs sont liées par les relations :

$$X = \frac{X_h}{m - X_h} \quad \text{et} \quad X_h = \frac{X}{m + X} \quad \text{II. 3}$$

On utilise plus souvent la teneur en eau base sèche, lorsque l'on parle de teneur en eau (sans précision).

### b) Teneur en humidité à l'équilibre

Lorsque le produit alimentaire est exposé à l'air à une certaine température et à une certaine humidité relative, le produit alimentaire absorbe ou désorbe l'humidité jusqu'à ce qu'une condition d'équilibre soit atteinte. La teneur en humidité à l'équilibre ( $M_e$ ) d'un produit peut être déterminée après que celui-ci ait été exposé à un environnement particulier pendant une longue période de temps.

En d'autres termes, la pression de vapeur du produit alimentaire est égale à son air ambiant. C'est une condition d'équilibre où le taux de désorption d'humidité du produit alimentaire est égal au taux d'absorption d'humidité de l'air ambiant. A cette condition, l'humidité relative de l'air ambiant (environnement immédiat et ambiant) est égale à l'humidité relative du produit alimentaire.

De nombreuses équations ont été suggérées pour relier la teneur en eau à l'équilibre,  $M_e$ , des produits agricoles avec l'humidité relative de l'air et la température du matériau solide. Voici quelques-unes des équations théoriques bien connues pour la cinétique de sorption, telles que les équations de Kelvin, Langmuir et BET. Néanmoins, ces équations théoriques ne peuvent pas prédire avec précision la teneur en humidité à l'équilibre des matériaux biologiques, ce qui a conduit les chercheurs à développer des modèles empiriques ou semi-empiriques pour améliorer la prévisibilité des produits alimentaires. Parmi eux, l'équation GAB (Guggenheim Anderson-de Boer), qui a été appliquée avec succès à divers aliments[49].

Une recherche détaillée de **Van den Berg et al. [50]** a conclu que l'équation la plus efficace pour la prédiction des isothermes de sorption est celle de GAB. C'est un modèle relativement simple avec un petit nombre de paramètres et qui peut être appliqué à un large intervalle d'activité d'eau[49, 51].

L'équation GAB s'écrit sous la forme suivante[52]:

$$Me = \frac{M_m C' k' a_w}{(1 - k' a_w) [(1 - C') k' a_w]} \quad \text{II. 4}$$

Dans cette expression  $a_w$ , représente l'activité de l'eau,  $M_m$  la teneur en humidité de la monocouche (kg / kg, sur base sèche),  $C'$  et  $k'$  sont deux constants liés à l'effet de la température donnés par les relations [49]. :

$$C' = 1.77 \exp\left(\frac{\Delta H_c}{RT}\right) \quad \text{II. 5}$$

$$k' = 0.05 \exp\left(\frac{\Delta H_k}{RT}\right) \quad \text{II. 6}$$

Où  $T$  est la température absolue (K),  $R$  est la constante universelle des gaz (J / mol K), et  $\Delta H_c$  et  $\Delta H_k$  sont des fonctions de la chaleur de sorption de l'eau (J / mol):  $\Delta H_c = H_m - H_n$  et  $\Delta H_k = H_l - H_n$  [49, 51]. Dans ces expressions,  $C'$ , et  $k'$ , sont des constantes,  $H_m$  et  $H_n$ , sont les chaleurs de sorption des couches mono- et multimoléculaires d'eau (J / mol), respectivement, tandis que  $H_l$ , est la chaleur de condensation de la vapeur d'eau (J / mol).

L'équation principale, la plus utilisée pour décrire le processus de séchage en couche mince, est similaire à la loi de Newton pour le refroidissement. Elle utilise une seule constante de séchage ( $k_d$ ) qui tient compte de l'effet combiné des différents phénomènes de transport existants. L'équation a été suggérée par Lewis [53], et a la forme générale suivante :

$$\frac{dM}{dt} = -k_d (M - M_e) \quad \text{II. 7}$$

En supposant que la teneur en eau ( $M$ ) ne dépend que du temps, la solution d'Eq. II. 7 est obtenue après l'intégration :

$$MR = \frac{M(t) - M_e}{M_0 - M_e} = \exp(-k_d t) \quad \text{II. 8}$$

Avec l'intégration du facteur de forme  $a$  selon le matériau à sécher :

$$MR = \frac{M(t) - M_e}{M_0 - M_e} = \exp(-ak_d t) \quad \text{II. 9}$$

Le tableau ci-dessous résume les équations de séchage en couche mince les plus utilisées.

	Le modèle	L'équation	Références
Modèles exponentiels simples	Lewis	$MR = \exp(-k_d \cdot t)$	<b>Lewis [53]</b>
	Henderson and Pabis	$MR = \alpha \cdot \exp(-k_d \cdot t)$	<b>Henderson and Pabis [54]</b>
	Logarithmique	$MR = \alpha \cdot \exp(-k_d \cdot t) + c$	<b>Togrul and Pehlivan [55]</b>
Modèles à deux termes exponentiels	Deux termes Exponentials	$MR = \alpha \cdot \exp(-k_0 \cdot t) + b \cdot \exp(-k_1 \cdot t)$	<b>Sharaf-Eldeen et al. [56]</b>
Modèles de pages et de pages modifiées	Page	$MR = \exp(-k_d \cdot t^n)$	<b>Page [57]</b>
	Page modifié	$MR = \alpha \cdot \exp(-k_d \cdot t^n)$	<b>Wang and Singh [58]</b>
	Overhults	$MR = \exp[-(k_d \cdot t)^n]$	<b>Overhults et al. [59]</b>
Modèles empiriques	Wang and Singh	$1 + \alpha \cdot t + \beta \cdot t^2$	<b>Wang and Singh [58]</b>
	Thomson	$t = a \cdot \ln MR + b \cdot (\ln MR)^2$	<b>Thompson et al. [60]</b>

**Tableau II. 2 :** Équations de couches minces dérivées et testées par divers chercheurs.

### II. 3.5. Différents modes de séchage

L'opération de séchage peut se faire de plusieurs façons. Le critère de classification le plus utilisé repose sur le mode de transfert de chaleur entre le produit et la source de chaleur [61]:

#### a) Séchage par conduction

Le produit à sécher est mis en contact direct avec une paroi solide chaude où l'échange de chaleur se fait par contact entre la surface de la paroi chaude et le produit. Ce mode de séchage est très utilisé dans l'industrie du textile et de la papeterie.

#### b) Séchage par convection (ou par entraînement)

On envoie sur le produit à sécher un flux d'air chaud. Il s'établit spontanément entre ce produit et l'air un écart de température et de pression partielle d'eau tels que :

- Un transfert de chaleur de l'air vers le produit sous l'effet de l'écart de température.
- Un transfert d'eau en sens inverse du fait de l'écart de concentration en eau dans l'air.

Ce mode de séchage représente plus de 85 % des séchoirs industriels [62] et est très utilisé dans le domaine agro-alimentaire.

### **c) Séchage par rayonnement**

Un rayonnement infrarouge est appliqué sur le produit. Il permet un chauffage rapide des produits en couches minces (500 $\mu$ m). La génération du rayonnement se fait soit par des dispositifs électroniques (micro-ondes) soit par élévation de la température d'un émetteur infrarouge. Ce mode est très appliqué dans l'industrie des peintures et des pellicules photographiques.

### **d) Séchage par micro-ondes**

Les ondes pénètrent dans les matériaux et subissent une atténuation de puissance liée au transfert. Avec des micro-ondes, on peut sécher à des épaisseurs plus importantes qu'avec l'infrarouge.

### **e) La lyophilisation**

La lyophilisation combine l'action du froid et du vide pour réaliser la sublimation de cristaux de glace c'est-à-dire un passage direct de l'état solide (glace) à l'état vapeur. Cette dernière est ensuite enlevée de la chambre de séchage par des pompes à vide mécaniques ou des éjecteurs à jet de vapeur.

### **f) Séchage solaire**

Il s'agit simplement de chauffer le produit par le rayonnement solaire direct (séchage direct) ou par l'intermédiaire d'un capteur solaire qui sert à capter et/ou concentrer le rayonnement solaire afin d'augmenter la température de l'air (séchage indirect). Ce mode de séchage est plus utilisé dans le domaine agro-alimentaire.

Les différents modes de séchage cités ci-dessus, à l'exception du séchage solaire, sont de grands consommateurs d'énergie (10-15 % de la consommation d'énergie industrielle mondiale [63]). De plus, ces processus sont difficiles à réaliser notamment dans les zones rurales où l'alimentation en sources d'énergie (l'électricité, gaz...) est souvent difficile. Donc l'utilisation de l'énergie solaire gratuite est utile et permet de réduire le coût du processus notamment dans les pays en développement.

## II. 4. Le séchage solaire

Le soleil est toujours considéré comme la source d'énergie renouvelable la plus importante. Chaque seconde, le soleil perd environ  $4,5 \times 10^9$  tonnes de ses substances qui se transforment en radiations solaires. Cependant, la terre reçoit une très faible quantité de ces radiations, qui correspond à  $18 \times 10^{13}$  kW. Ce chiffre correspond à  $10^4$  fois la puissance installée par l'homme, toutes formes confondues. L'énergie que le soleil met à notre disposition est d'environ  $4 \times 10^{17}$  kWh/an [64]. Elle est alors considérée comme une source d'énergie inépuisable mais sous une forme dissipée. Généralement, on a besoin de surfaces importantes pour capter les quantités suffisantes.

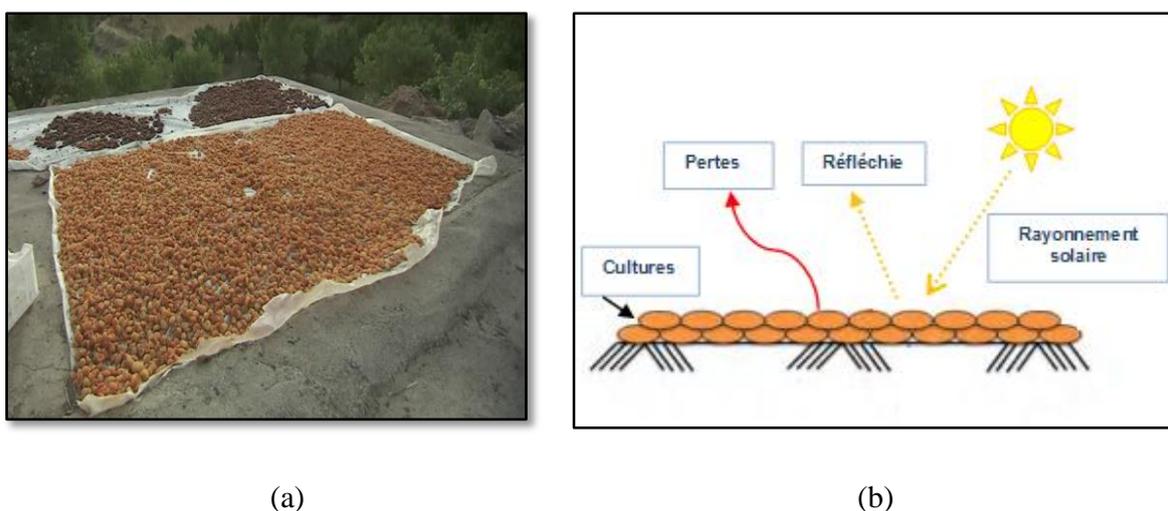
L'utilisation de rayonnement solaire pour le séchage est l'une des applications les plus anciennes de l'énergie solaire. Il a été utilisé depuis l'aube de l'humanité principalement pour la conservation des aliments, mais aussi pour le séchage d'autres matériaux utiles comme les tissus, les matériaux de construction, etc. La première installation pour le séchage par énergie solaire a été trouvée dans le sud de la France et datée vers 8000 avant JC, c'était une surface pavée en pierre utilisée pour le séchage des cultures. Diverses autres installations à travers le monde ont été trouvées et datées entre les années 7000 et 3000 avant JC. En Mésopotamie, ont été découverts, les sites de séchage solaire des matières textiles colorés et des plaques d'argile d'écritures. La première installation exclusivement de séchage à l'air pour les cultures a été trouvée dans la vallée de la rivière hindoue et datée de la période 2600 avant JC environ [65].

Plus tard, la biomasse et le bois ont été utilisés pour enflammer des fours primitifs pour sécher des matériaux de construction comme des briques, mais les aliments étaient exposés uniquement au rayonnement solaire direct. L'industrie du séchage conventionnel a débuté au cours du 18<sup>ème</sup> siècle et à peu près au même moment a commencé l'industrie pour certains types de nourriture pour la conservation aussi. Jusque-là, dans les petites communautés éloignées, non seulement dans les régions dites du tiers monde, mais aussi dans les pays occidentaux, les gens profitent du rayonnement solaire pour sécher et préserver de petites quantités de nourriture.

### II. 4.1. Séchage à l'air libre

Le séchage traditionnel ou le séchage à l'air libre est l'une des méthodes de conservation des aliments les plus fréquentes et les plus longues dans un grand nombre de pays en raison de sa simplicité et de l'abondance du rayonnement solaire. Dans ce procédé, l'énergie solaire est utilisée pour chauffer directement les produits qui sont placés sur une

plateforme (sol, tapis, béton, figure II. 8. a.). Ils sont laissés jusqu'à ce qu'ils soient asséchés jusqu'à atteindre la teneur en humidité souhaitée. Le principe de séchage à l'air libre est simple, le rayonnement solaire tombe sur la surface de la culture et une partie de l'énergie est réfléchiée vers l'environnement (Fig. II. 8. b). L'énergie absorbée par la surface des cultures est convertie en énergie thermique et augmente la température de la culture.



**Figure II. 8 :** (a) Séchage solaire direct des abricots sur une surface extérieure de béton, (b) Principe de séchage à l'air libre.

Le temps de séchage étant très long. Les cultures doivent rester à l'extérieur pendant de longues périodes, habituellement de 10 à 30 jours, en fonction de sa nature et des conditions météorologiques du site. Pendant la période de séchage, les produits sont soumis à toutes les modifications météorologiques et aux attaques naturelles, comme les insectes, la grêle, etc. Il existe des cas de détérioration totale ou partielle des cultures en raison de tempêtes soudaines, de fortes pluies ou de la grêle qui nuisent même à la couverture plastique. Tous ces problèmes entraînent une détérioration de la qualité des aliments en termes de perte de valeur nutritionnelle, de réactions enzymatiques défavorables, de perte de germination et de détérioration globale du produit [66]. Les études ont montré que les pertes agricoles peuvent augmenter jusqu'à 40 % de la production totale des récoltes [67]. Pour ces raisons, le séchage solaire à l'air libre ne répond pas aux normes de qualité internationales et ne peut donc pas être vendu sur le marché international.

Pour éviter ces problèmes, Everitt et Stanley ont développé pour la première fois l'idée de séchoir solaire en 1976. C'était une boîte ayant une couverture transparente pour

transmettre la lumière. Le but principal de cette invention était de fournir un nouveau procédé capable de surmonter les inconvénients cités. Actuellement, de nombreux chercheurs ont apporté plusieurs améliorations à la technologie de séchage solaire avec circulation naturelle et forcée [68, 69].

## II. 4.2. Séchoir solaire

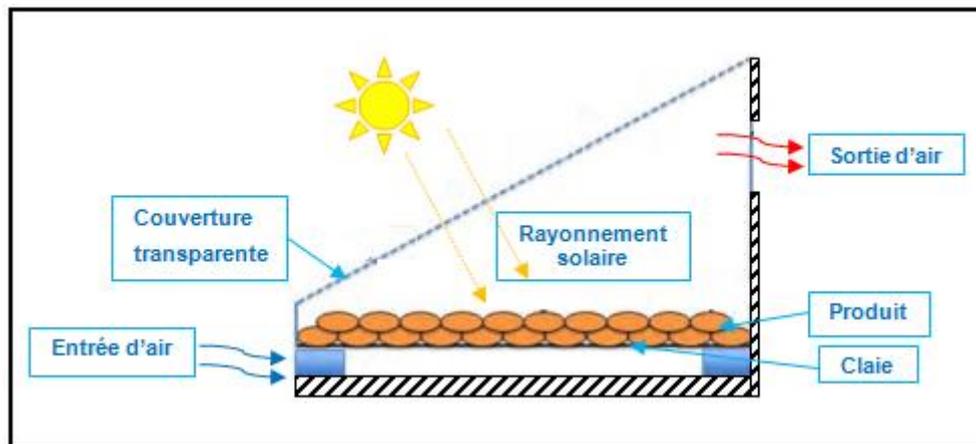
Le séchage solaire est souvent différencié du séchage à l'air libre par l'utilisation d'équipements (cabinet de séchage, capteur solaire ...) pour capter le rayonnement solaire afin d'exploiter l'énergie reçu pour le séchage.

Les séchoirs solaires sont généralement classés en deux grandes catégories : les séchoirs passifs (convection naturelle) et les séchoirs actifs (convection forcée). Sous chaque catégorie, trois familles de séchoirs solaires sont identifiées en fonction de la façon dont l'énergie du rayonnement solaire arrive au produit à sécher, à savoir, les séchoirs solaires directs, indirects et mixtes[13].

Les séchoirs solaires passifs (à convection naturelle) utilisent l'énergie solaire pour chauffer l'air quia tendance à monter vers le haut pour sortir à travers une cheminée. L'écoulement de l'air est assuré grâce à la différence de la température d'air à travers le séchoir. Dans les séchoirs solaires actifs (ou à convection forcée), le déplacement de l'air est assuré mécaniquement en utilisant des ventilateurs ou des soufflantes pour forcer l'air à circuler à travers le séchoir. Ce type de séchoir nécessite un coût de production et d'investissement relativement plus élevé comparé au cas du séchoir passif.

### a) Séchoir solaire direct

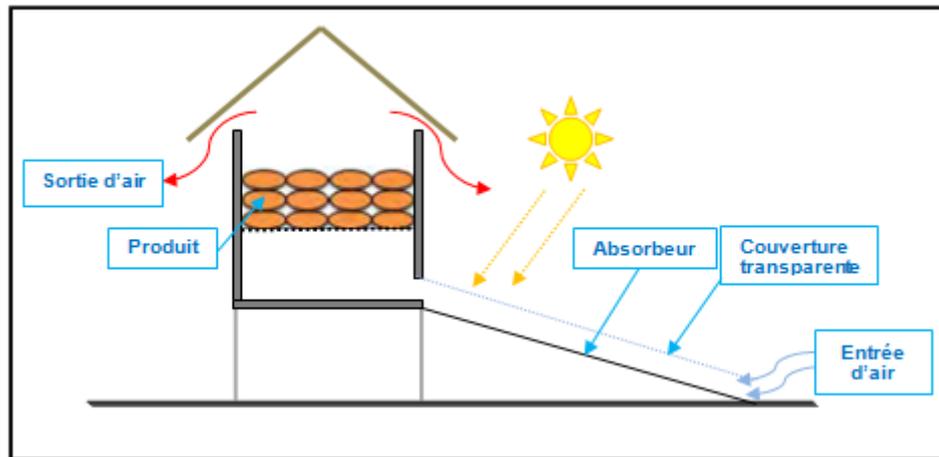
Dans ces séchoirs, les rayons du soleil frappent directement le produit. Ils sont simples et se composent d'une seule pièce qui représente à la fois la chambre de séchage et le capteur solaire. Ces séchoirs peuvent avoir plusieurs formes en fonction du produit et de la quantité à sécher. La forme la plus courante est celle d'un séchoir solaire dont la surface transparente est inclinée suivant un angle bien déterminé dépendant de la position et orienté généralement au Sud (Fig. II. 9). La chaleur est générée par absorption des radiations solaires incidentes sur le produit proprement dit, à travers la surface transparente qui couvre la chambre de séchage[13].



**Figure II. 9 :** Le principe d'un séchoir solaire direct.

### b) Séchoir solaires indirects

Dans les séchoirs solaires indirects, les produits à sécher ne sont pas exposés directement au rayonnement solaire. Ils sont même mis à l'abri de la lumière entraînant une meilleure préservation des qualités nutritionnelles de l'aliment. Les séchoirs indirects se composent essentiellement de deux parties : un capteur solaire et une chambre de séchage (Fig. II. 10). Le capteur solaire est généralement un module à part qui se fixe sur la chambre de séchage pendant l'exposition au soleil et dont l'inclinaison a pour but de maximiser le captage de l'énergie solaire. Il est constitué d'une surface vitrée située au dessus et d'une surface absorbante, généralement peinte en noir. L'air est d'abord chauffé dans le capteur solaire, puis conduit dans la chambre de séchage où un transfert de chaleur de l'air vers le produit et un transfert de masse du produit vers l'air se produisent au cours du parcours de l'air de séchage.

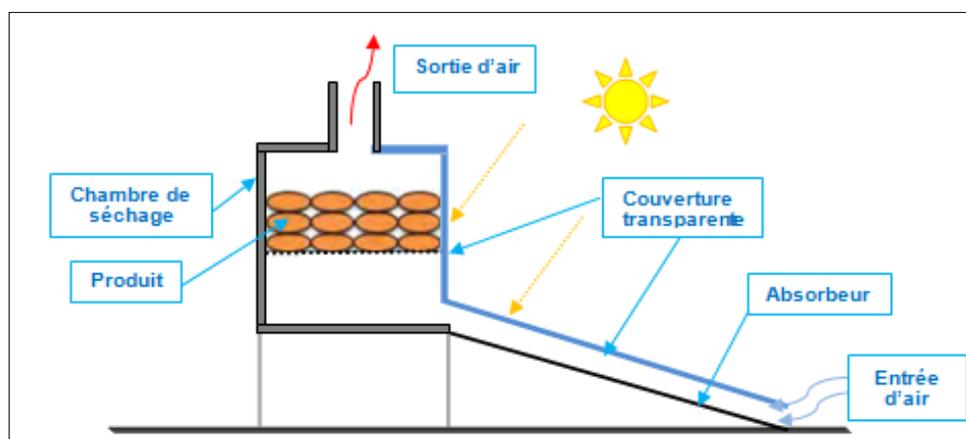


**Figure II. 10 :** Le principe d'un séchoir solaire indirect.

Les séchoirs solaires indirects présentent l'avantage de mieux préserver les caractéristiques de l'aliment : (couleur, propriétés organoleptiques, valeur nutritive, etc.) [68]. Ils sont donc particulièrement adaptés au séchage des produits agroalimentaires.

### c) Séchoir solaire mixte

Ces séchoirs combinent les principes des deux modes de séchage direct et indirect. Les produits subissent l'action combinée des radiations solaires directes sur le produit et de l'air réchauffé dans un capteur placé en dessous de la chambre de séchage. Pour les séchoirs mixtes, les surfaces supérieures de la chambre de séchage et du capteur sont couvertes par des vitres ou des films transparents (Fig. II. 11).



**Figure II. 11 :** Le principe d'un séchoir solaire mixte.

## **II. 5. Conclusion**

Dans ce chapitre, nous nous sommes attachés à introduire le contexte de notre travail qui se ramène aux séchoirs solaires. Une description générale de séchage, des séchoirs solaires ainsi que le produit choisi à titre d'exemple pour le séchage (figue) a été présentée.

---

**CHAPITRE III**

---

***Modèle Physique, Formulation  
Mathématique et résolution numérique***

---

**Sommaire**

III. 1.	Introduction.....	50
III. 2.	Description et principe de fonctionnement du système de séchage .....	50
III. 3.	Modélisation mathématique et conditions aux limites .....	52
III. 4.	Résolution numérique.....	60

### III. 1. Introduction

Comme il a été mentionné dans le premier chapitre, plusieurs modèles physiques ont été proposés dans la littérature afin d'améliorer les performances thermiques et dynamiques des séchoirs solaires. En se basant sur cette recherche bibliographique, nous proposons d'étudier un séchoir solaire indirect à absorbeur inversé et intégrant une cheminée solaire. Notre choix s'est porté sur le modèle physique développé par **Goyal et al.** [33, 34] et **Jain**[35] qui l'ont étudié par une approche globale. Dans ce travail, nous allons analyser ce même modèle en utilisant une approche locale de type CFD prenant en compte la complexité de la géométrie et les différentes composantes du système. Nous étudierons ensuite l'influence de:

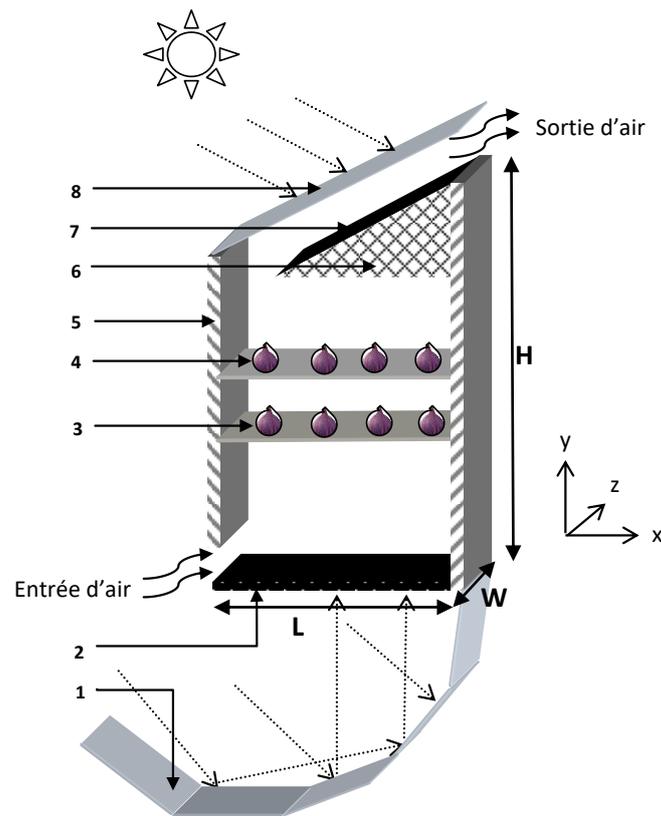
- 1) l'utilisation de la cheminée solaire dans le séchoir solaire,
- 2) la dimension d'entrée d'air,
- 3) l'intégration d'un matériau de stockage dans la chambre de séchage,
- 4) et de proposer certaines solutions techniques pour améliorer les performances du séchoir solaire étudié.

### III. 2. Description et principe de fonctionnement du système de séchage

Le modèle physique du séchoir solaire considéré est présenté sur la Fig. III.1. Il contient un absorbeur inversé, une chambre de séchage et une cheminée solaire. L'absorbeur inversé a une surface de captation de  $1 \text{ m}^2$ . Un réflecteur de forme polygonale (à cinq segments plats de tailles identiques) réfléchit le rayonnement solaire sur l'absorbeur inversé (fabriqué en aluminium) qui est orienté vers le bas. Le rayonnement solaire absorbé est transféré par convection à l'air frais aspiré par le séchoir. L'installation de séchage est placée au-dessus de l'absorbeur inversé à une distance  $e = 0,04 \text{ m}$ . Cet espace est nécessaire pour assurer le renouvellement et la circulation de l'air. Grâce à l'effet du gradient de la température, l'air chauffé par l'absorbeur inversé monte vers les claies de séchage et sèche le produit alimentaire (les figes). Les figes sont réparties de manière uniforme sur les deux claies de séchage placées dans la chambre de séchage.

Une cheminée solaire inclinée d'un angle de  $35^\circ$  est prévue au sommet du séchoir. Cette cheminée se compose d'un vitrage et d'un absorbeur 2 incliné (fabriqué en aluminium). Un matériau de stockage thermique (granite) est collé sous l'absorbeur 2 incliné qui absorbe

l'irradiation solaire transmise par le vitrage, une partie de cette chaleur est transférée par convection au débit d'air dans le canal de la cheminée. Ce phénomène assure l'amélioration de tirage naturel de l'air de séchage dans la chambre. L'autre partie de la chaleur est stockée dans le granite pour une consommation antérieure pendant les heures non ensoleillées. Les dimensions du séchoir solaire étudié et les propriétés thermophysiques sont présentées respectivement dans les tableaux III.1 et III.2.



**Figure III. 1** : Schéma descriptif du séchoir solaire à absorbeur inversé avec cheminée solaire. (1) réflecteur, (2) absorbeur-1, (3) claie -1, (4) claie-2, (5) isolation, (6) granite, (7) absorbeur-2 et (8) vitrage.

Paramètres	Valeur (m)
longueur ( $L$ )	1
Hauteur ( $H$ )	1.5
Largeur ( $W$ )	1
Entrée d'air ( $e$ )	0.04
Sortie d'air ( $d$ )	0.12

**Tableau III. 1** : Paramètres de conception du séchoir solaire

	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kg.k)	$\lambda$ (W/m.K)	$\mu$ (kg/m.s)	épaisseur (m)	$\alpha$	$\varepsilon$	$\tau$
Air	1,177	1005	0,02462	$1,983 \times 10^{-5}$	/	/	/	/
bois	800	2093	0,16	/	0,05	/	/	/
Verre	2530	720	1,2	/	0,004	0,05	0,5	0,9
aluminium	2719	871	202,4	/	0,002	0,9	0,8	/
Figue	936	3550	0,54	/	/	/	/	/
Granite	2650	900	2,9	/	/	/	/	/
Gravier	2629	790	4,8	/	/	/	/	/

**Tableau III. 2 : Propriétés thermophysiques.**

### III. 3. Modélisation mathématique et conditions aux limites

Si le séchage des fruits et légumes est un art qui remonte à l'antiquité, la modélisation des phénomènes se produisant dans un séchoir solaire est beaucoup plus récente. En effet, dans la chambre d'un séchoir solaire, la majeure partie du volume est occupée par l'air. Cette masse d'air joue deux rôles importants dans le séchage :

- Le transfert du flux de chaleur convectif de l'absorbeur vers le produit à sécher ;
- Le transport de la vapeur du produit à sécher vers l'extérieur.

#### III. 3.1. Hypothèses simplificatrices

Les hypothèses simplificatrices suivantes ont été adoptées:

- L'écoulement est supposé bidimensionnel, instationnaire et en régime turbulent.
- Le fluide est supposé incompressible, visqueux et newtonien.
- Les propriétés thermophysiques de l'air et des composants du séchoir sont considérées constantes.
- Le rayonnement entre les parois internes du séchoir est négligeable
- Le milieu poreux est isotrope, homogène, perméable et non déformable, il est saturé par un seul fluide (air) qui est en équilibre thermique avec la matrice poreuse.
- L'effet de l'humidité du produit sur la température de l'air de séchage est négligeable.

- L'écoulement d'air obéit à l'approximation de Boussinesq  $\rho = \rho_0$  partout sauf dans le terme de gravité où elle varie selon la relation :

$$\rho \vec{g} = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \vec{g} \quad \text{III. 1}$$

$\rho_0$  : Masse volumique à la température de référence  $T_0$  et  $\beta$  est le coefficient d'expansion thermique, évalué à  $T_0$ .

### III. 3.2. Modèle mathématique

Le système d'équations qui gouverne l'écoulement convectif de l'air à travers le séchoir solaire est basé sur les principes de la conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie. Le modèle  $k-\varepsilon$  epsilon standard est choisi pour la description de l'écoulement turbulent. Bien qu'il existe plusieurs d'autres modèles de turbulence, le modèle  $k-\varepsilon$  standard reste encore une référence industrielle et ses applications se retrouvent dans de nombreuses études [19, 46]. D'après les hypothèses adoptées, le système d'équation s'écrit comme suit:

#### a) Dans l'air

- Equation de la continuité

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{III.2}$$

Où  $u$  et  $v$  représente les composantes de la vitesse du fluide dans les directions  $x$  et  $y$ , respectivement

- Equation de la quantité de mouvement

Suivant l'axe  $ox$

$$\rho \left( \frac{\partial(u)}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu_t \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad \text{III. 3}$$

Suivant l'axe  $oy$

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{\partial(vv)}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu_t \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \rho g \beta (T - T_0) \quad \text{III. 4}$$

- Equation de l'énergie cinétique turbulente  $k$

$$\rho \left( \frac{\partial k}{\partial t} + \frac{\partial(ku)}{\partial x} + \frac{\partial(kv)}{\partial y} \right) = \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \left( \frac{\partial^2 k}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 k}{\partial y^2} \right) + G_k - \rho \varepsilon \quad \text{III. 5}$$

- Equation du taux de dissipation  $\varepsilon$

$$\rho \left( \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial(\varepsilon u)}{\partial x} + \frac{\partial(\varepsilon v)}{\partial y} \right) = \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \left( \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varepsilon}{\partial y^2} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (c_1 G_k - c_2 \rho \varepsilon) \quad \text{III. 6}$$

Avec

$$\mu_t = \frac{\rho c_\mu k^2}{\varepsilon} \quad \text{et} \quad G_k = \frac{\mu_t}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left\{ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right\}$$

Les constantes intervenant dans le modèle  $k$ - $\varepsilon$  sont données par:  $c_\mu=0,09$ ,  $c_1 = 1,44$ ,  $c_2 = 1,92$  ;  
 $\sigma_k = 1$  ;  $\sigma_\varepsilon = 1,3$  et  $\sigma_t = 1$

- Equation d'énergie

$$\rho \left( \frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} \right) = \left( \frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \text{III. 7}$$

$Pr$  est le nombre de Prandtl turbulent.

## b) Dans la claie de séchage

Pour simuler la résistance des produits à sécher (les figues) à l'écoulement d'air, nous avons modélisé les claies de séchage comme un milieu poreux. Ce dernier se caractérise par un certain nombre de grandeurs moyennes, géométriques ou statistiques :

- La porosité ( $\delta$ ) qui caractérise le rapport du volume des vides au volume apparent du milieu poreux.
- La perméabilité ( $K$ ) qui mesure l'aptitude d'un milieu poreux à se laisser traverser par un fluide sous l'effet d'un gradient de pression ou d'un champ de gravité. Cette grandeur est très largement variable selon les milieux et n'est généralement accessible que par voie expérimentale.

Les lois des écoulements en milieu poreux ne constituent que des approximations. On s'intéresse en général qu'au phénomène à l'échelle macroscopique. Plusieurs lois phénoménales sont utilisées, la plus importante est la loi de Darcy. Lorsque la vitesse débitante augmente, les forces d'inertie ne sont plus négligeables. Forchheimer a proposé une modification empirique de la loi de Darcy en rajoutant une relation non linéaire du second

ordre entre le gradient de pression et la vitesse de filtration. Cette formulation est appelée de Darcy-Forchheimer. Les milieux poreux sont modélisés par l'addition d'un terme de source ( $S_i$ ) aux équations de la conservation de quantité de mouvement :

- Equation de conservation de la masse

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \text{III. 8}$$

- Equation de conservation la quantité de mouvement

Suivant l'axe  $ox$

$$\frac{\rho}{\delta} \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\rho}{\delta^2} \left( u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\mu_t}{\delta} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) - \mu \frac{u}{K} - \frac{\rho C_F}{\sqrt{K}} |u| u \quad \text{III. 9}$$

Suivant l'axe  $oy$

$$\frac{\rho}{\delta} \frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\rho}{\delta^2} \left( u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\mu_t}{\delta} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \mu \frac{v}{K} - \frac{\rho C_F}{\sqrt{K}} |v| v + \rho g \beta (T - T_0) \quad \text{III. 10}$$

$C_F$  est le facteur de résistance inertiel

$$K = \frac{D_p^2 \delta^3}{150(1-\delta)^2} \quad \text{et} \quad C_F = \frac{3,5(1-\delta)}{D_p \delta^3} \quad \text{III. 11}$$

Un autre modèle d'écoulement dans les milieux poreux a été proposé en introduisant le terme source en exprimant le gradient de pression en tant que loi de puissance de l'amplitude de la vitesse :

$$S_i = -C_0 |v|^{C_1} \quad \text{III. 12}$$

$C_0$  et  $C_1$  sont des coefficients à définir empiriquement.

Pour la modélisation des claies de séchage, nous avons exprimé le gradient de pression par une loi de puissance de l'amplitude de la vitesse. Les coefficients  $C_0$ ,  $C_1$  et la porosité sont proposés pour les figures par **Amanlou et al. [43]** : 0,029, 0,6849 et 50,61 %.

- Équation de conservation d'énergie

Dans cette étude, nous avons utilisé le modèle d'équilibre thermique local, la phase solide (les figures) et l'air dans les pores sont supposés en équilibre thermique :

$$\left(\rho C_p\right)_m \frac{\partial T}{\partial t} + \left(\rho C_p\right)_m \left(u_f \frac{\partial T}{\partial x} + v_f \frac{\partial T}{\partial y}\right) = \lambda_m \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \quad \text{III. 13}$$

La masse volumique, la capacité calorifique et la conductivité thermique du milieu poreux sont calculées comme suit :

$$\left(\rho C_p\right)_m = \delta \left(\rho C_p\right)_f + (1-\delta) \left(\rho C_p\right)_s \quad \text{III. 14}$$

$$\lambda_m = \delta \lambda_f + (1-\delta) \lambda_s \quad \text{III. 15}$$

### c) Equation de conservation d'énergie dans les solides

En ce qui concerne le transfert de chaleur dans les milieux solides (absorbeurs, vitrage, isolation, granite), l'équation gouvernante s'écrit :

$$\left(\rho_i C_{pi}\right) \frac{\partial T_i}{\partial t} = \lambda_i \left(\frac{\partial^2 T_i}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_i}{\partial y^2}\right) + S_T \quad i=1, 2, 3 \quad \text{III. 16}$$

Le terme source  $S_T$  représente la génération de chaleur provoquée par le rayonnement solaire absorbé par les deux absorbeurs (1 et 2) et le vitrage. Afin de tenir compte du flux radiatif transmis par le vitrage et absorbé par l'absorbeur 2, une génération volumique et uniforme de chaleur  $(G_s, \tau_v, \alpha_{a2})$  est appliquée dans le domaine de l'absorbeur 2. Au niveau de l'absorbeur-1 qui reçoit le rayonnement solaire réfléchi par les réflecteurs, la génération volumique appliquée est  $(G_s, \rho' A_t, \alpha_{a1})$  et la génération volumique appliquée au vitrage est  $(G_s, \alpha_v)$ .

### d) Effet de l'humidité (modèle de séchage en couche mince)

L'effet de l'humidité sur l'évolution de la température de l'air est très souvent négligé dans les travaux utilisant le calcul numérique type CFD [19, 39, 70]. Cependant, nous proposons de calculer la teneur en humidité du produit à séché à l'aide du modèle de séchage en couche mince en utilisant les résultats de la température des figures extraites de calcul CFD.

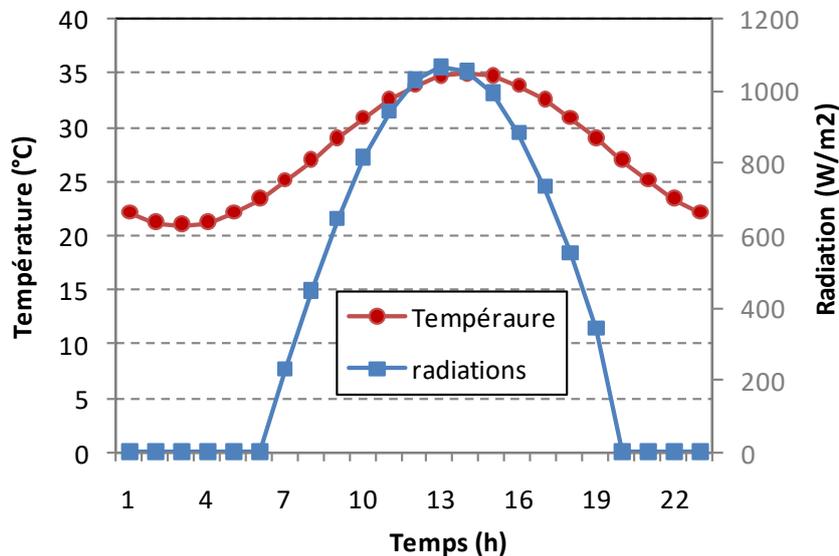
Bien que plusieurs modèles mathématiques existent dans la littérature, nous adoptons ici le modèle exponentiel à deux termes (tableau II. 2) qui a montré une meilleure précision pour le séchage des figes [71]. Pour ces derniers, les constantes prennent les valeurs suivantes:  $M_m = 11,7 \%$  db,  $C_0 = 1,77$ ,  $\Delta H_c = 1,55$  J/molK,  $K_0 = 0,05$ ,  $\Delta H_k = 25,2$  J/molK. [71].

### III. 3.3. Conditions initiales et les conditions aux limites

#### a) Conditions climatiques

Afin d'obtenir des résultats plus réalistes, les données climatiques d'une journée typique de mois d'Aout dans la région nord-ouest de l'Algérie (Tlemcen) ont été choisies. La base de données climatique de Zenata (Tlemcen) [72] fournit les données horaires moyennes (température ambiante, vitesse du vent, humidité de l'air) pour n'importe quel jour de l'année. L'évolution horaire du rayonnement solaire global reçu sur un plan incliné de  $35^\circ$  (latitude de Tlemcen) pour le mois d'Aout a été choisi à partir de la **Ref.** [73].

L'évolution horaire de la température de l'air ambiant et du rayonnement solaire est indiquée dans la Fig.III. 2, et approximé par les équations III. 17 et III. 18, respectivement. Ces modèles mathématiques ont été proposés par **W. Chen** [74] et modifiés en fonction des données de la région de Tlemcen.



**Figure III. 2 :** L'évolution horaire de la température et le rayonnement solaire.

$$T_a(t) = 28 + 7 \cos \left[ \frac{\pi}{11} (t - 14) \right]$$

III. 17

$$G_s = 1068 \sin \left[ \pi \frac{t-6}{14.5} \right] \quad 6 < t < 19 \quad \text{III. 18}$$

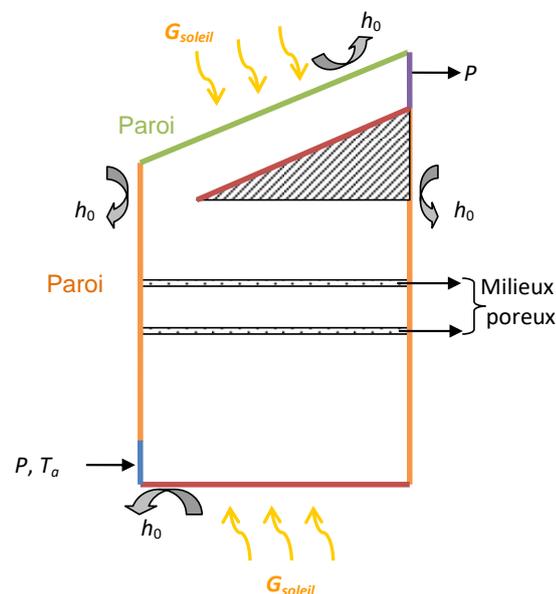
Le séchoir solaire est exposé au rayonnement solaire durant la période entre 6h et 19h.

### b) Condition aux limites

La résolution numérique du modèle mathématique adopté est conditionnée par les conditions initiales et les conditions aux limites appliquées aux frontières du domaine.

Le fluide dans le séchoir solaire est initialement au repos et à une température uniforme égale à la température ambiante.

Les différentes conditions appliquées dans notre étude sont illustrées dans la Fig. III.3.



**Figure III. 3 : Présentation des conditions aux limites.**

- *Les parois latérales de la chambre (Bois):*

Les surfaces latérales extérieures du séchoir solaire sont exposées à la convection (pertes convectives). Le flux thermique perdu par convection peut être évalué par :

$$-\lambda_b \frac{dT}{dn} = h_0 (T_b - T_a) \quad \text{III. 19}$$

$T_b$  est la température des parois extérieures et  $T_a$  est la température ambiante.  $h_0$  désigne le coefficient d'échange par convection avec l'air ambiant ; il est considéré constant et évalué à partir de la corrélation de **Watmuff et al. [75]**.

$$h_0 = 2,8 + 3V_v \quad \text{III. 20}$$

$V_v$  est la vitesse du vent prise égale à 3 m/s (vitesse moyenne du vent à Tlemcen durant la période du mois d'Aout).

- Vitrage

Un transfert de chaleur conjugué convection-rayonnement est imposé sur la paroi extérieure du vitrage :

$$-\lambda_v \frac{dT}{dn} = h_0 (T_v - T_a) + \epsilon_v \sigma (T_v^4 - T_{ciel}^4) \quad \text{III. 21}$$

$T_v$ ,  $\alpha_v$ ,  $\tau_v$  et  $\epsilon$  désigne la température, coefficient d'absorption, coefficient de transmission et l'émissivité externe du verre, respectivement. Pour le calcul de la température du ciel,  $T_{ciel}$ , nous avons utilisé la corrélation de **Swinbank [76]**.

$$T_{ciel} = 0,0552 T_a^{1.5} \quad \text{III. 22}$$

- Absorbeur 1

Un flux thermique perdu par convection est imposé à la surface extérieure de l'absorbeur 1 pour prendre en compte les pertes convectives.

$$-\lambda_{a1} \frac{dT}{dy} = h_0 (T_{a1} - T_a) \quad \text{III. 23}$$

Avec  $T_{a1}$  est la température de l'absorbeur 1 inversé.

- A l'entrée de la chambre :

La température ambiante et la pression atmosphérique sont imposées à l'entrée du séchoir solaire.

$$T_{entrée} = T_a, \quad p_{entrée} = 10^5 \text{ Pa}$$

- A la sortie de la cheminée

La pression atmosphérique est imposée à la sortie de la cheminée solaire

$$p_{sortie} = 10^5 \text{ Pa}$$

- Une condition dynamique d'adhérence à la paroi ( $u = v = 0$ ) est imposée sur toutes les parois intérieures du séchoir.

### III. 4. Résolution numérique

Cette partie est consacrée principalement à la résolution numérique de l'écoulement d'air à travers le séchoir solaire. Les équations de la conservation présentées précédemment n'ont pas de solutions analytiques connues, le recours alors à une technique de résolution numérique par approximation (la discrétisation) est nécessaire. Le développement des techniques de résolution numériques telles que les méthodes des différences, éléments et volumes finis ont servi à mettre au point des codes traitant les principaux problèmes de la mécanique des fluides, notamment : les transferts de masse et de chaleur, les écoulements mono et multiphasiques, la turbulence, etc.

Dans le présent travail, le calcul sera effectué à l'aide du code de calcul « FLUENT » 6.2 qui est basé sur la méthode des volumes finis. Le calcul CFD est passé d'une curiosité mathématique pour devenir un outil essentiel dans presque tous les domaines liés à la dynamique des fluides. Il permet une analyse approfondie et locale de la mécanique des fluides dans un grand nombre d'équipements. Aujourd'hui, on parle couramment du calcul CFD comme un domaine traitant la résolution numérique des phénomènes de transport couplés à la mécanique des fluides.

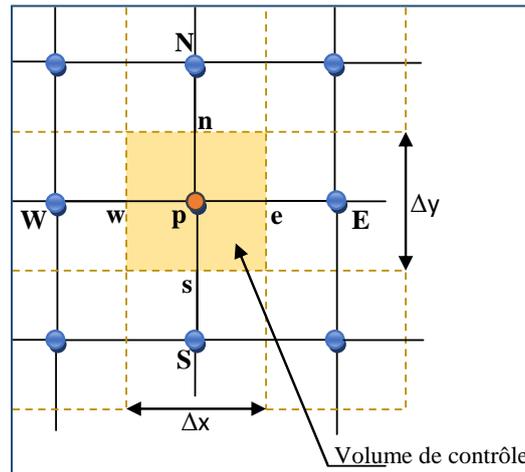
Cependant, ce n'est que dans les dernières années que le calcul CFD a été étendu au domaine de la transformation des aliments[77]. L'application CFD dans l'industrie alimentaire aiderait à mieux comprendre les mécanismes physiques complexes qui régissent les propriétés thermiques, physiques et rhéologiques des matériaux alimentaires. Scott et **Richardson (1997)** [78] et **Quarini (1995)** [79] ont examiné l'application générale du calcul CFD à l'industrie de la transformation des aliments. L'intérêt d'utiliser les calculs CFD dans l'industrie agroalimentaire, explique le développement rapide des recherches ces dernières années.

#### III. 4.1. Méthode des volumes finis

La méthode des volumes fins FVM est une technique numérique qui transforme les équations aux dérivées partielles, représentant les lois de conservation sur des volumes différentiels, en équations algébriques discrètes sur des volumes finis (ou cellules). Cette méthode a été décrite pour la première fois en 1971 par Patankar et Spalding et publiée en

1980 par **Patankar [80]**. Elle est caractérisée par son avantage à satisfaire la conservation physique dans les volumes finis ainsi dans tout le domaine de calcul.

La première étape du processus de solution est la discrétisation du domaine géométrique en volumes de contrôle qui entourent les nœuds. Les faces d'un volume de contrôle bidimensionnel sont localisées au point  $e, w, n, s$  (Fig. III. 4). Notons  $P$  le centre du volume de contrôle considéré et  $E, W, N, S$  sont les centres des volumes de contrôles adjacents situés respectivement à l'Est, l'Ouest, le Nord et le Sud de celui contenant  $P$ .



**Figure III. 4 :** Volume de contrôle typique pour un cas 2D.

Les équations aux dérivées partielles sont ensuite discrétisées (transformées) en équations algébriques en les intégrant sur chaque volume de contrôle. Les valeurs de la température et de la pression sont calculées aux nœuds du maillage principal. Par contre, les vitesses (suivant  $x$  et  $y$ ) sont calculées aux faces des volumes de contrôle du maillage principal (aux faces  $s$  et  $n$  pour la vitesse suivant  $x$ , et aux faces  $w$  et  $e$  pour la vitesse suivant  $y$ ). Pour éviter certains problèmes numériques, les équations de quantité de mouvement sont résolues dans des volumes finis décalées vers la droite suivant  $x$  et vers le haut suivant  $y$ .

### III. 4.2. La forme Conservative des équations de conservation

La discrétisation des équations peut être illustrée plus facilement en considérant l'équation de conservation pour une variable scalaire générale  $\phi$  pouvant être exprimée comme suit :

$$\underbrace{\rho \frac{\partial \phi}{\partial t}}_{\text{I}} + \underbrace{\nabla \cdot (\rho V \phi)}_{\text{II}} = \underbrace{\nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi)}_{\text{III}} + \underbrace{S_\phi}_{\text{IV}} \quad \text{III. 24}$$

- I. terme transitoire
- II. terme de transport par convection de  $\phi$
- III. terme diffusion de  $\phi$
- IV. terme source.

L'équation différentielle générale dans un écoulement 2D instationnaire, incompressible est la suivante:

$$\rho \left( \frac{\partial \phi}{\partial t} + \frac{\partial u \phi}{\partial x} + \frac{\partial v \phi}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \Gamma^\phi \frac{\partial \phi}{\partial y} \right) + S_\phi \quad \text{III. 25}$$

- $\phi$  une des variables suivantes  $1, u, v, k, \varepsilon$  et  $T$ .
- $\Gamma^\phi$  coefficient de diffusion dépendant du scalaire transportée.
- $S_\phi$  terme source relatif à la variable  $\phi$

Le code Fluent stocke les valeurs discrètes de la pression, de la vitesse et de la température au centre des cellules par défaut. Comme le calcul de ces grandeurs est nécessaire sur les faces pour exprimer le terme de convection et de pression. Ces valeurs vont être interpolées à partir des valeurs au centre des cellules. Ceci est accompli en utilisant un schéma. FLUENT dispose de plusieurs schémas : upwind, quick, loi de puissance, schéma musclé, etc.

### III. 4.3. Schéma de discrétisation UPWIND

Le schéma utilisé dans ce travail est « upwind ». Dans ce schéma, la valeur de la variable  $\phi$  à l'interface n'est pas interpolée, elle est exprimée en fonction des valeurs de  $\phi$  dans les nœuds voisins. Le schéma upwind prend en considération la direction de l'écoulement pour la détermination des grandeurs convectives sur les faces des volumes de contrôles. Ainsi, lorsque le schéma upwind est utilisé, la valeur de  $\phi$  sur une face est égale à la valeur de  $\phi$  au nœud précédent.

### III. 4.4. Couplage vitesse pression (Algorithme SIMPLE)

Afin de résoudre l'équation de Navier-Stokes, il est nécessaire de connaître le champ de pression. Dans le cas où ce champ est inconnu, l'établissement d'une équation de pression est nécessaire. Dans l'équation de quantité de mouvement, le terme  $\phi$  représente les composantes de la vitesse  $u$  et  $v$ , qui doivent satisfaire l'équation de continuité. Cette particularité des équations rend nécessaire l'utilisation d'un algorithme de couplage pression-vitesse. Nous utilisons dans le présent travail l'algorithme SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations) de **Patankar et Spalding (1972)** [81]. C'est sans doute l'algorithme le plus universel et le plus utilisé pour le couplage pression-vitesse. C'est une procédure de prédiction correction, avec laquelle il nous sera possible de tirer un champ de pression et de vitesse vérifiant à la fois les équations de quantité de mouvement et celle de continuité.

### III. 4.5. Sous-relaxation

La sous-relaxation des valeurs obtenues à chaque itération est régulièrement utilisée dans les problèmes non linéaires pour éviter la divergence de processus du calcul itératif. Elle consiste à introduire un coefficient de sous relaxation  $\omega$  (comprise entre 0 et 1) pour diminuer la variation de la grandeur physique d'une itération à une autre. La nouvelle valeur de la variable  $\phi_{n+1}$  dépend de l'ancienne valeur  $\phi_n$ , de la valeur calculée  $\phi_{cal}$  et du coefficient de sous relaxation:

$$\phi_{n+1} = \phi_n + \omega (\phi_{cal} - \phi_n) \quad \text{III. 26}$$

Ceci nous permet de contrôler et de réduire le changement produit pour chaque itération d'une variable de l'écoulement  $\phi$ . Dans le présent travail, les facteurs de sous relaxation choisis sont présentés dans le tableau III.3:

Pression	0.3
Quantité de mouvement	0.7
Energie cinétique turbulente	0.8
Taux de dissipation	0.8
Energie	0.9

**Tableau III. 3 :** Coefficients de sous-relaxation utilisés.

### III. 4.6. Convergence

Un processus itératif atteint la convergence lorsque toutes les erreurs tendent vers zéro. Au cours des itérations, les écarts entre les différentes grandeurs calculées deviennent de plus en plus faibles et le processus itératif converge dès qu'un critère sur le résidu,  $\varepsilon$  fixé par l'utilisateur est atteint :

$$R_{\phi} = \sum_{maillep} |\sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b - a_p \phi_p| / \sum_{maillep} |a_p \phi_p| < \varepsilon \quad \text{III. 27}$$

Le critère de convergence est donc utilisé pour arrêter le processus itératif lorsqu'il est satisfait. Dans notre cas d'étude, la convergence est assurée lorsque le maximum du résidu de toutes les variables atteint la valeur de  $10^{-5}$ .

---

## CHAPITRE IV

---

# Résultats et interprétations

## Partie 1: L'effet d'intégration d'une cheminée solaire

---

### Sommaire

IV .1.	Introduction.....	67
IV .2.	Présentation du code de calcul.....	67
IV .3.	Test de maillage.....	68
IV .4.	Validation du modèle numérique.....	70
IV .5.	Effet de la cheminée solaire.....	73
IV .6.	Évolution de la température des différents composants du séchoir.....	82
IV .7.	Effet de la taille de l'ouverture d'entrée d'air.....	83
IV .8.	Conclusion.....	85

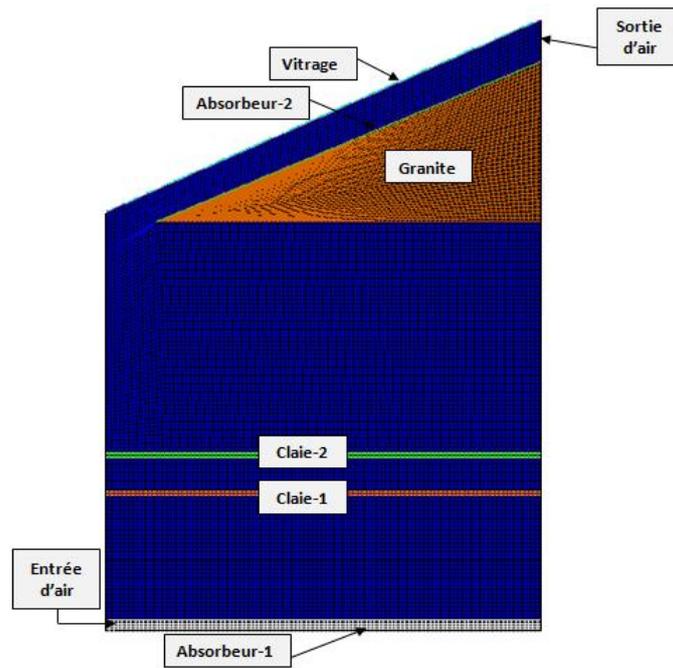
## **IV .1. Introduction**

Dans ce chapitre, on présente une validation du modèle physique et mathématique présenté dans le chapitre précédent à travers l'analyse de l'indépendance du maillage et du pas de temps et d'une comparaison de nos résultats avec ceux deux travaux publiés sur le sujet.

On présente ensuite les résultats de simulations numériques mettant en évidence l'influence d'une cheminée solaire dans le système de séchage et l'effet de la taille de l'orifice d'entrée d'air sur le comportement du séchoir.

## **IV .2. Présentation du code de calcul**

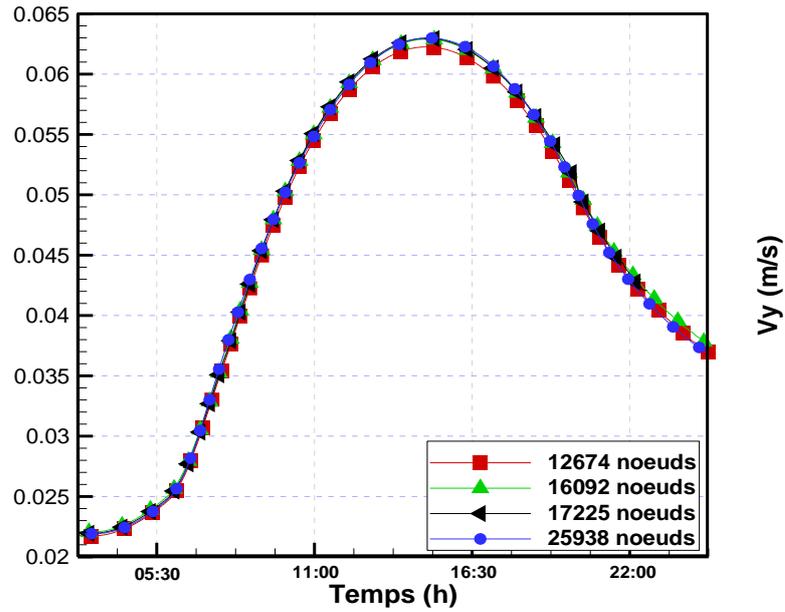
Pour analyser le comportement de l'air et son couplage avec les différentes composantes du séchoir solaire, nous avons utilisé le code commercial Fluent qui est bien adapté pour résoudre les équations de conservation dans des géométries complexes et pour prendre en compte les différents couplages thermiques au sein du séchoir solaire étudié. Pour les différentes simulations réalisées, nous avons utilisé un maillage non structuré avec des volumes quadrilatères et/ou triangulaires du domaine calcul du séchoir solaire. La Fig. IV. 1 donne un aperçu du maillage utilisé.



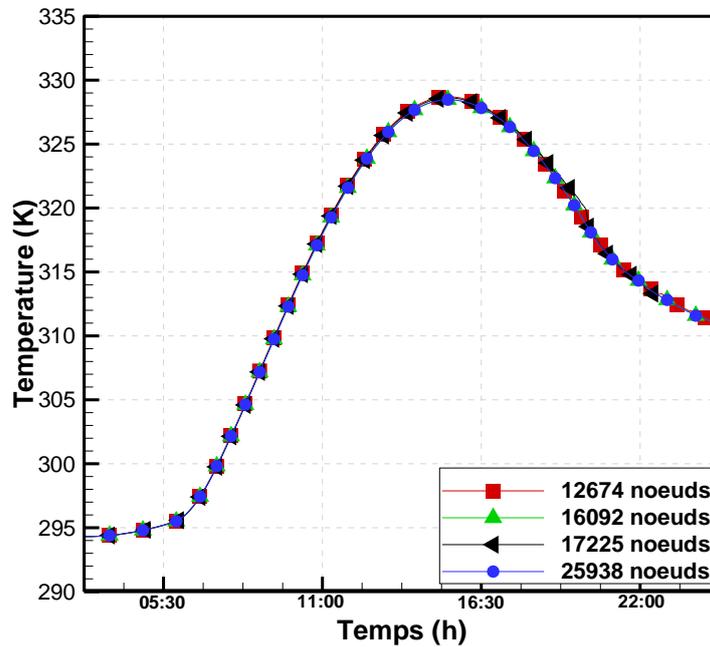
**Figure IV. 1: Maillage du cabinet de séchage avec Gambit**

### IV .3. Test de maillage

Avant d'exploiter le modèle numérique, il est important d'effectuer une étude sur l'indépendance du maillage. Pour cela, nous avons analysé quatre grilles de maillage qui correspondent à un nombre total de 12674, 16092, 17225 et 25938 nœuds. La température et la vitesse de l'air à la sortie du séchoir solaire sont choisies à titre de comparaison, voir Fig. IV. 2 et 3. On constate que les écarts obtenus pour les quatre grilles étudiées est relativement faible. Pour la suite, nous avons adopté pour nos calculs la grille avec 16092 nœuds qui donne un bon compromis entre précision, taille de stockage et temps de calcul. Par ailleurs, plusieurs pas de temps (entre 10 et 70 s) ont été testés sur la grille adoptée; nous avons retenu la valeur  $\Delta t=30$  s avec un maximum d'itération de l'ordre de 100 dans chaque pas du temps, voir Fig. IV.4.



**Figure IV. 2:** Test d'indépendance du maillage: comparaison de la vitesse de l'air selon  $y$  à la sortie de la cheminée pour différents maillages



**Figure IV. 3:** Test d'indépendance du maillage: comparaison de la température de l'air à la sortie de la cheminée pour différents maillages.

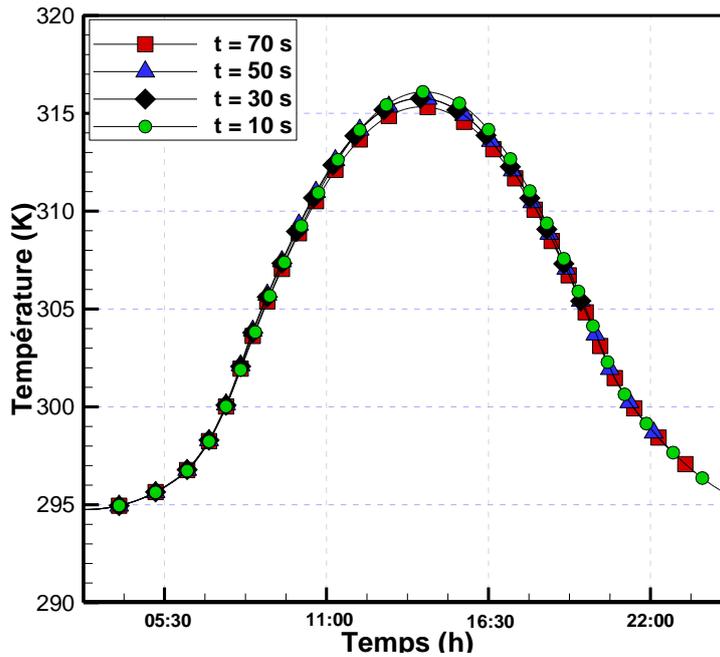


Figure IV. 4: Test du pas du temps

#### IV .4. Validation du modèle numérique

Afin de valider nos résultats numériques, nous les avons comparés avec les travaux expérimentaux et numériques publiés par **Jyotirmay et al., (2006) [82]**. Il s'agit d'une étude basée sur une approche globale des phénomènes de ventilation naturelle dans une cavité cubique de taille  $1 \text{ m}^3$  équipée d'une cheminée solaire inclinée (Fig. IV.5).

Les figures IV.6 et IV.7 montrent les variations des vitesses et des températures moyennes de l'air à la sortie de la cheminée solaire en fonction de l'intensité du rayonnement solaire. Ces figures montrent un bon accord avec les résultats expérimentaux obtenus par **Jyotirmay et al. [82]** avec des erreurs relatives moyennes observées de l'ordre 0,96 % pour la température et de 14% pour la vitesse. Si on compare les résultats numériques et expérimentaux du même auteur [82], on voit que ces erreurs sont plus élevées, de l'ordre 1,6 % pour la température et de 16,8 % pour la vitesse. Ces écarts sont dus en partie par l'utilisation d'un modèle globale dans les travaux de **Jyotirmay et al. [82]** alors que celui proposé dans ce travail repose sur une approche CFD qui est plus locale et qui permet de prédire correctement le comportement dynamique et thermique du séchoir.

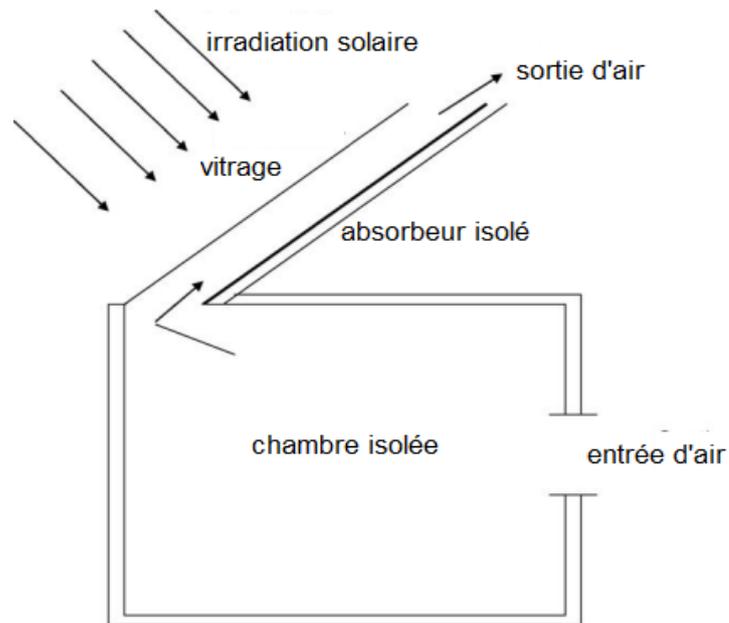


Figure IV. 5: Schéma simplifié de la cheminée solaire inclinée [82].

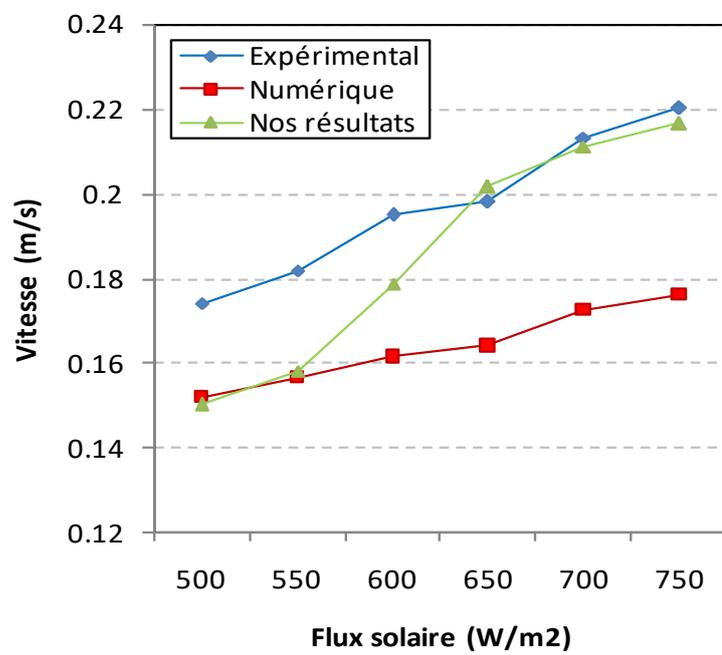
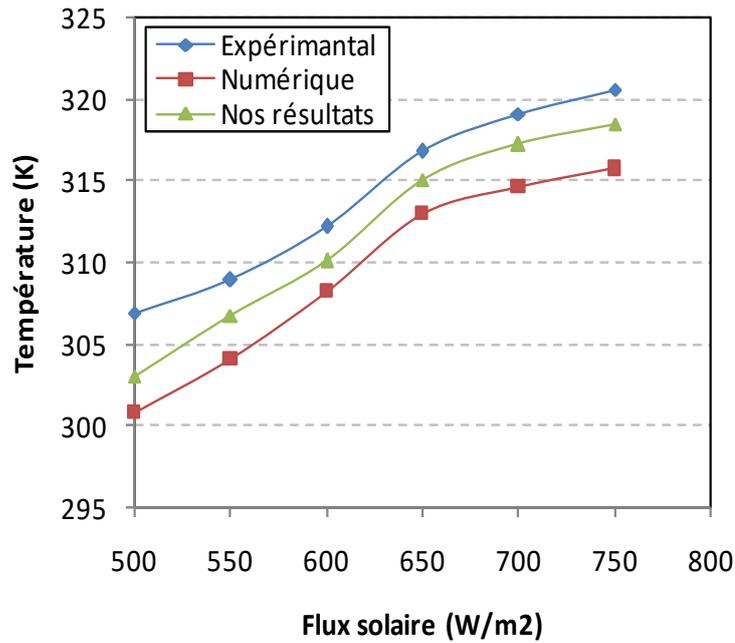
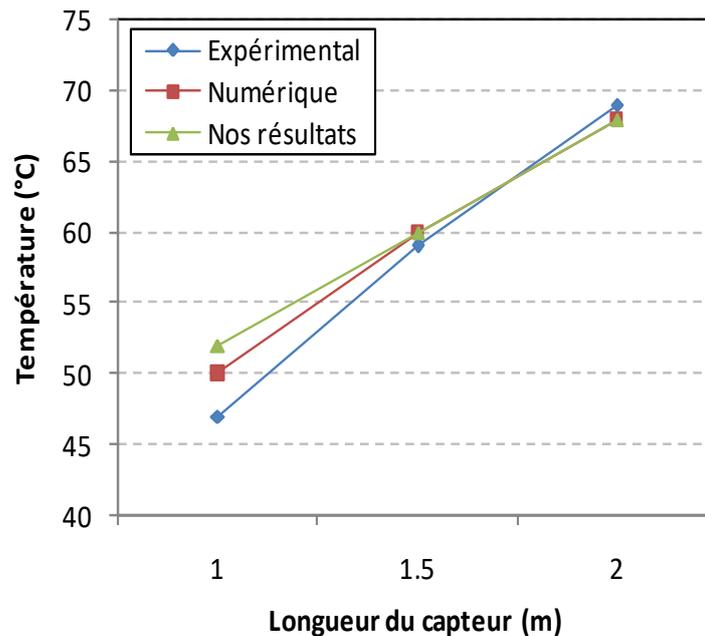


Figure IV. 6: Comparaison de la vitesse moyenne avec les résultats expérimentaux et numériques de Jyotirmay et al. [82].



**Figure IV. 7:** Comparaison de la température moyenne avec les résultats expérimentaux et numériques de **Jyotirmay et al [82]**.

Une autre validation avec des résultats expérimentaux d'un séchoir solaire indirect étudié par **Mohanraj [29]** et présenté par **Ghaffari [46]** est proposée. Le séchoir étudié est un capteur solaire à convection naturelle et d'une chambre de séchage. Les auteurs présentent des mesures de températures enregistrées à la sortie du capteur solaire que nous avons comparé avec nos résultats numériques, Fig.VI.8. Un bon accord est constaté avec une erreur moyenne de la température de l'air à la sortie du capteur de 4,8 %.



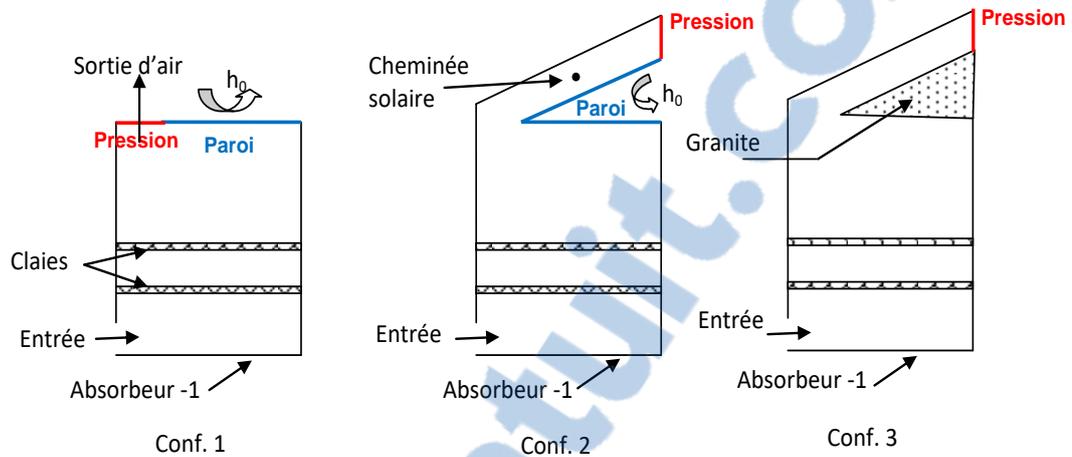
**Figure IV. 8:** Evolution de la température de l'air en fonction de la longueur du capteur: comparaison des résultats obtenus avec ceux de [46] et [29].

#### IV .5. Effet de la cheminée solaire

Le renouvellement de l'air à l'intérieur du séchoir est assuré en utilisant une cheminée solaire. Ainsi, selon le type de configuration étudiée, l'analyse du comportement thermique du séchoir peut subir des changements conséquents. A cet effet, trois configurations ont été étudiées (Fig. IV. 9):

1. Conf. 1: Séchoir sans cheminée solaire et sans stockage thermique. Une condition type « pressur outlet » est appliquée à la sortie de la chambre de séchage. La face supérieure de la chambre de séchage est soumise à un transfert thermique par convection.
2. Conf. 2: Séchoir avec cheminée solaire et sans stockage thermique. Une condition type « pressur outlet » est appliquée à la sortie de la cheminée. La face arrière de l'absorbeur inclinée et la face supérieure de la chambre de séchage sont soumises à une condition aux limites type convection.
3. Conf. 3: Séchoir avec cheminée solaire et matériau de stockage. Une condition type « pressur outlet » est appliquée à la sortie de la cheminée.

Nous avons développé des sous-programmes écrits en C++ (UDF) pour intégrer l'évolution instationnaire des conditions aux limites à savoir; la température ambiante, la température du ciel et le rayonnement solaire.



**Figure IV. 9:** Différentes configurations étudiées du séchoir.

#### IV. 5.1. Comportement dynamique et thermique

Les Figures. IV. 10, 11 et 12 montrent les profils des lignes de courant, du champ de vitesse et du champ thermique dans le séchoir solaire pour différentes configurations de séchoir solaire en fonction du temps (11h, 16h et 21h). L'analyse des résultats montre que:

Configuration	1		2		3	
Heure	11 h	16 h	11 h	16 h	11 h	16 h
Vitesse (m/s)	0,19	0,211	0,197	0,215	0,183	0,208
Température (K)	314,82	318,72	316,19	319,86	315,53	321,12

**Tableau IV. 1:** Les valeurs de la vitesse à l'entrée du séchoir et la température moyenne dans la chambre de séchage durant le jour (11 h et 16 h).

- Le changement du flux solaire et de la température ambiante influent fortement le comportement dynamique et thermique de l'air à l'intérieur du séchoir solaire.
- Le flux solaire absorbé par l'absorbeur-1 est transférée à l'écoulement d'air par convection. L'air ambiant entrant dans le séchoir, monte en température au contact de

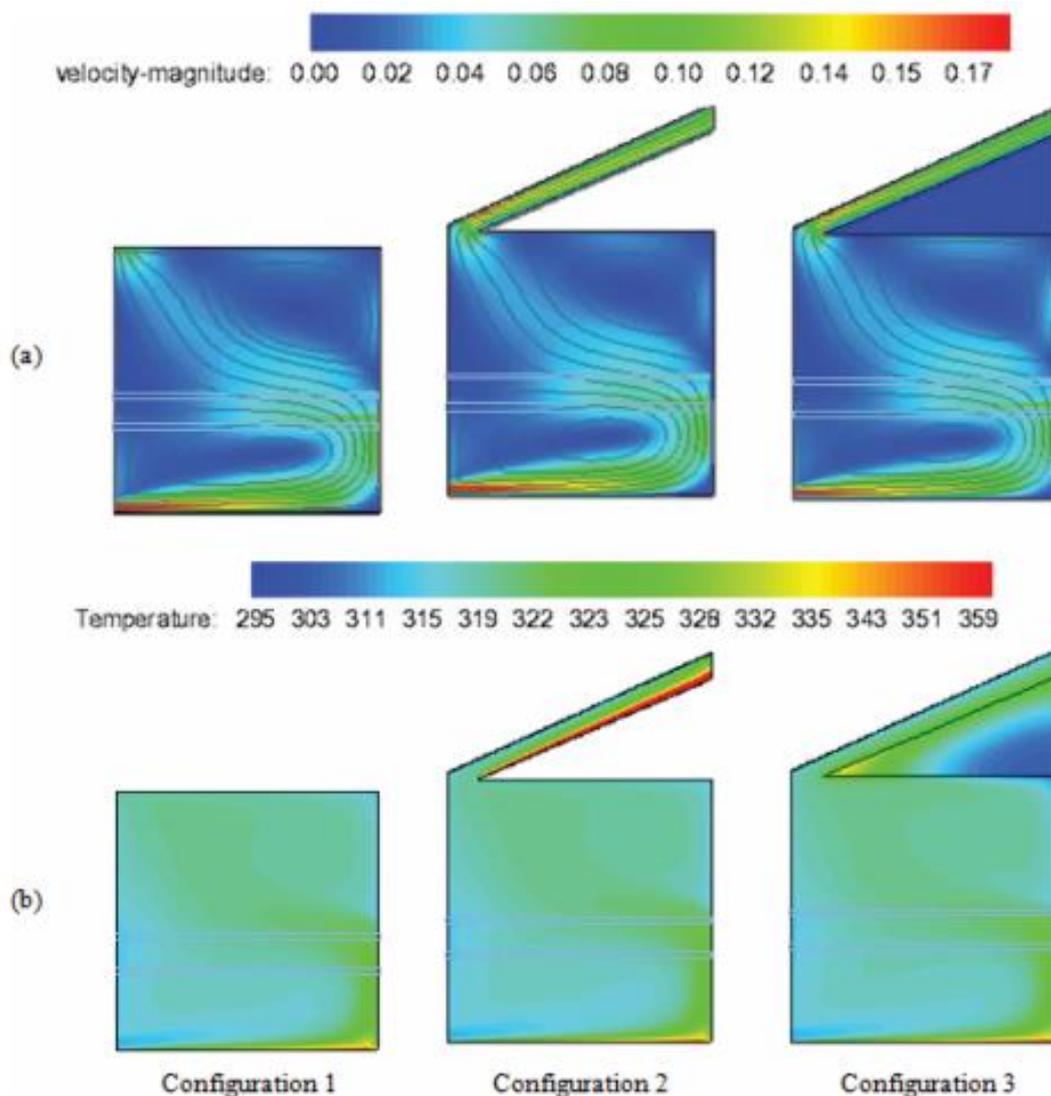
l'absorbeur-1 et s'écoule vers la limite droite du séchoir. Il change ensuite sa direction et s'oriente directement vers la cheminée en suivant la diagonale de la chambre de séchage.

- Dans la chambre, une partie de l'air quitte le séchoir solaire vers l'atmosphère à travers la cheminée. Une autre partie retourne vers le bas en créant un vortex avec un point de stagnation sous les claies. L'autre partie génère un autre vortex au niveau du coin supérieur à droite de la chambre.
- Sur une bonne partie de la journée (entre 11 h et 16 h), les absorbeurs enregistrent les températures maximales du séchoir. En effet, ils collectent le maximum de rayonnement en raison de leurs surfaces noires. A titre d'exemple, les températures moyennes observées à 11 h dans la chambre de séchage sont de l'ordre de 315 ; 316,19 et 315,72 K respectivement pour les configurations 1, 2 et 3.
- La température de l'air dans la cheminée solaire est plus élevée dans la Conf. 2. En effet, la chaleur absorbée par l'absorbeur-2 est transférée totalement à l'air traversant la cheminée, alors que dans la Conf. 3, le matériau de stockage (granite) absorbe une partie du rayonnement solaire.
- Les contours de température révèlent qu'une quantité de la chaleur stockée dans le granite est transférée à l'air à l'intérieur de la chambre. Ce phénomène est favorisé par le vortex généré au voisinage du granite. Ce comportement apparaît plus clairement à partir de 16 h et se poursuit jusqu'à 21 h.
- L'analyse des vitesses de l'air à l'entrée du séchoir et au voisinage des absorbeurs montre que le maximum est atteint pour la Conf. 2, voir tableau IV. 1, ce qui montre que l'utilisation d'une cheminée solaire contribue à accélérer et à améliorer le renouvellement d'air sur une large partie de la journée.
- On remarque cependant, que l'utilisation d'un matériau de stockage dans la cheminée solaire (Conf. 3) n'apporte pas d'amélioration complémentaire comparée aux deux autres configurations pendant la journée.

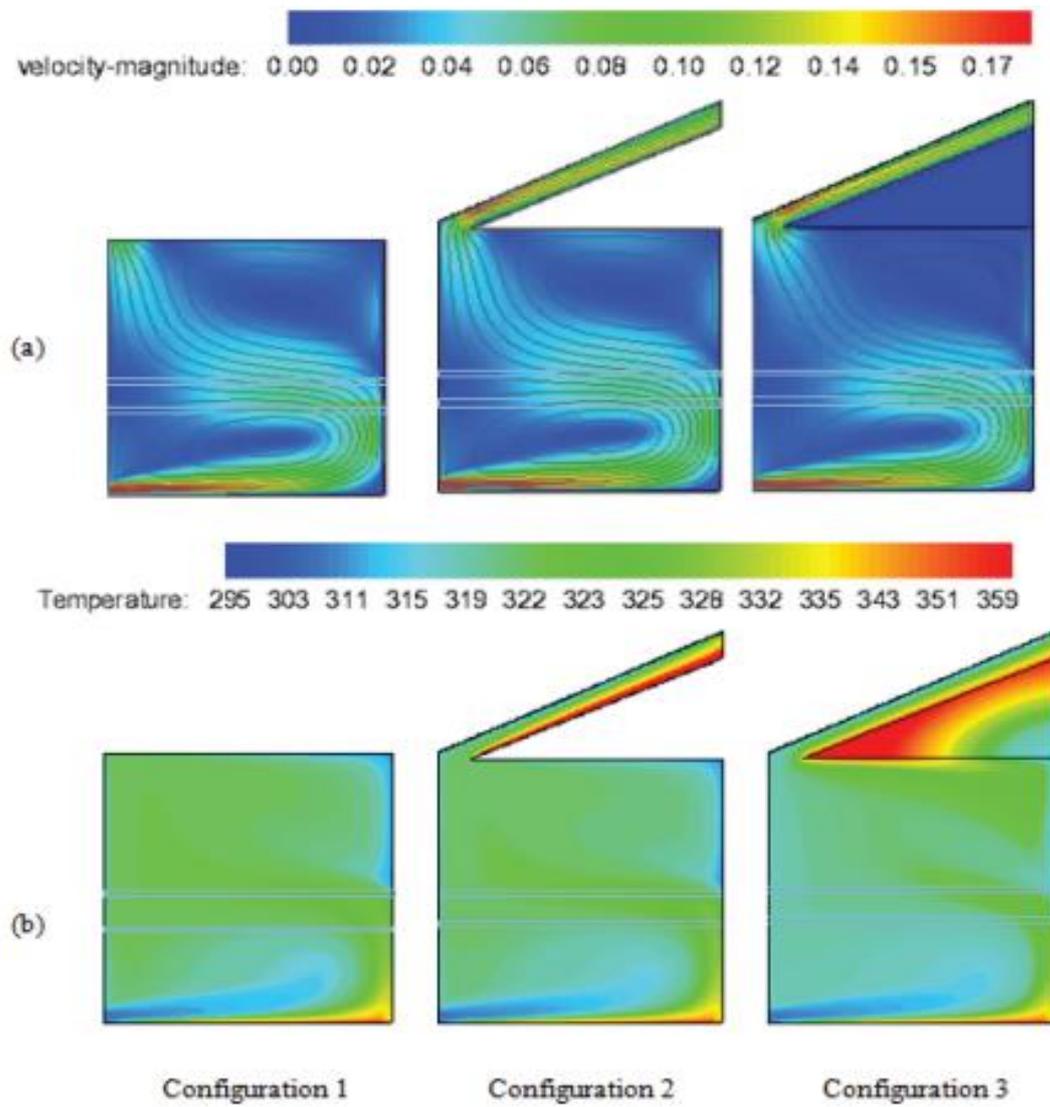
Configuration	1	2	3
Vitesse (m/s) à 21h	0,14	0,128	0,145
Température (K) à 21h	302,16	302,17	306,39

**Tableau IV. 2:** Les valeurs de la vitesse à l'entrée du séchoir et la température moyenne dans la chambre de séchage durant la nuit (21 h).

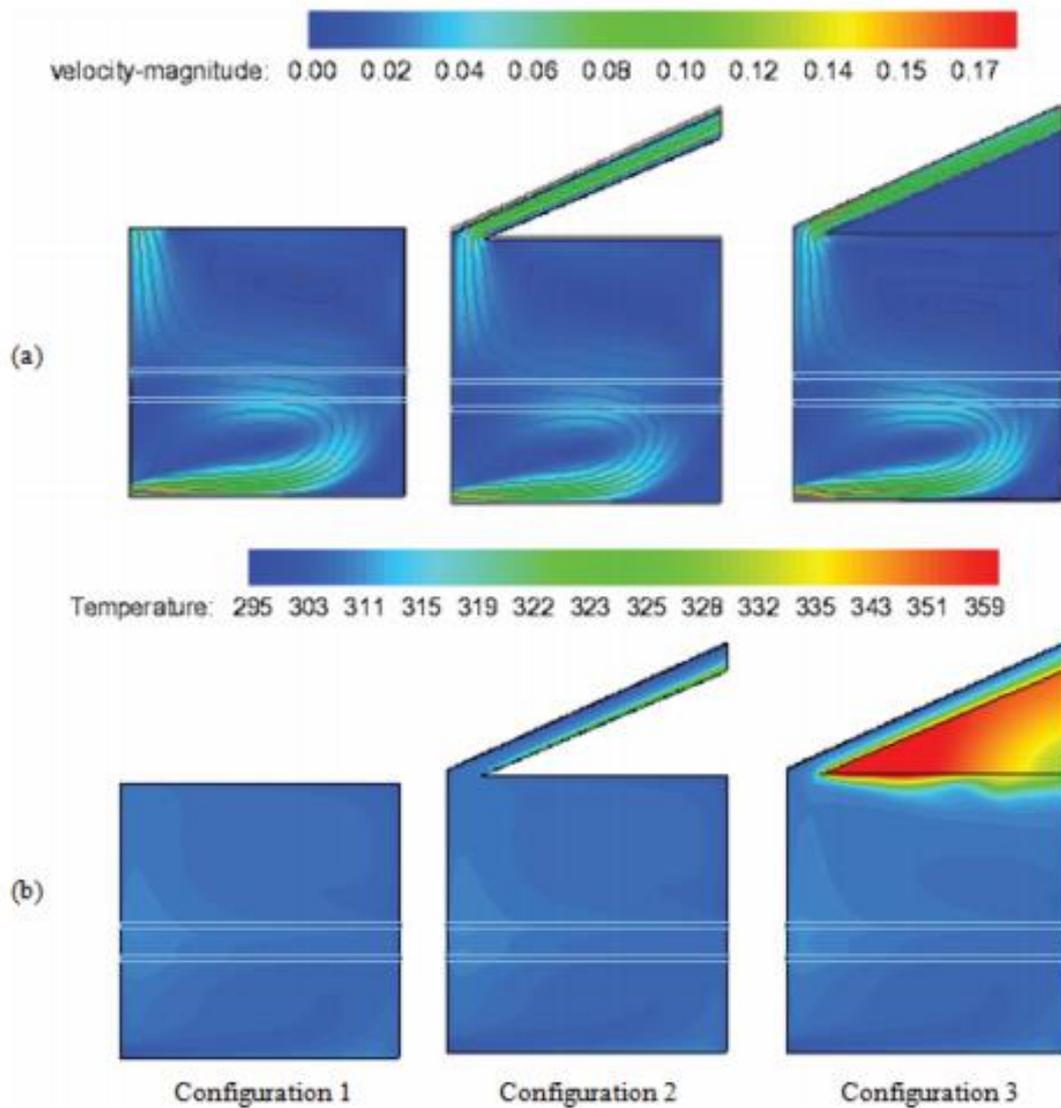
- Durant les périodes nocturnes, les températures et les vitesses de l'air diminuent naturellement à travers le séchoir solaire suite à la diminution du rayonnement solaire, voir tableau IV. 2 à  $t=21$  h. On voit que contrairement aux configurations 1 et 2, l'ajout du système de stockage thermique dans la Conf. 3 a permis d'améliorer le processus de l'extraction d'air à travers le séchoir solaire en raison de la chaleur dégagée par le granite. La Conf. 3 permet donc d'assurer une bonne circulation d'air durant la nuit et par suite de prolonger le temps de fonctionnement du séchoir solaire (tableau IV.2).



**Figure IV. 10 :** Répartition des champs (a) de vitesse (lignes de courant) et (b) de températures dans le séchoir solaire à 11 h.



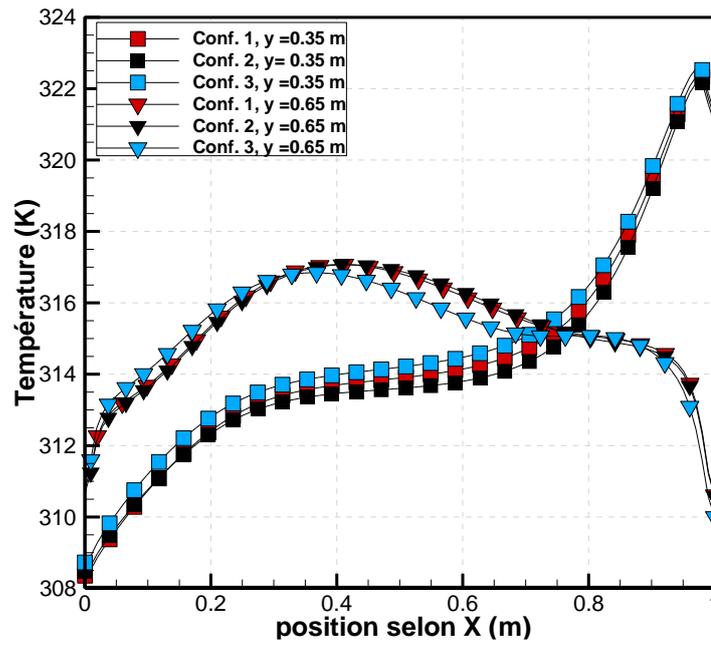
**Figure IV. 11 :** Répartition des champs (a) de vitesse (lignes de courant) et (b) de températures dans le séchoir solaire à 16 h.



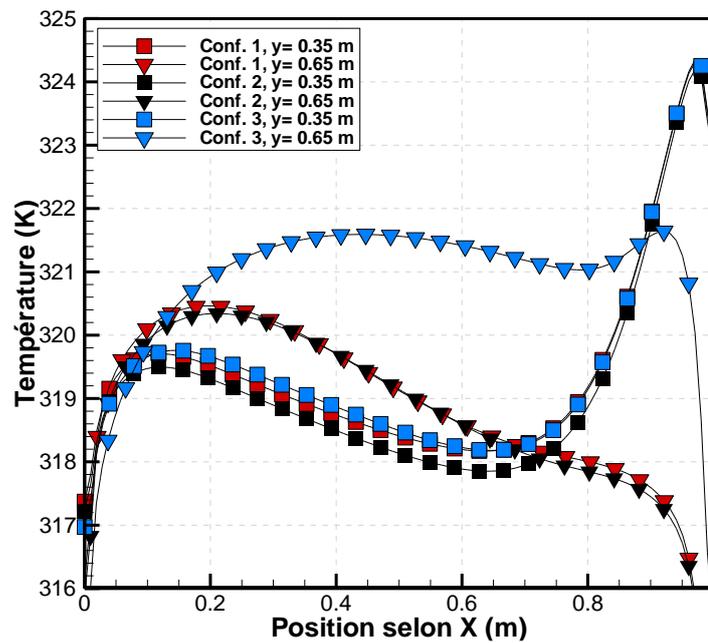
**Figure IV. 12 :** Répartition des champs (a) de vitesse (lignes de courant) et (b) de températures dans le séchoir solaire à 21 h.

#### IV. 5.2. Evolution de la température

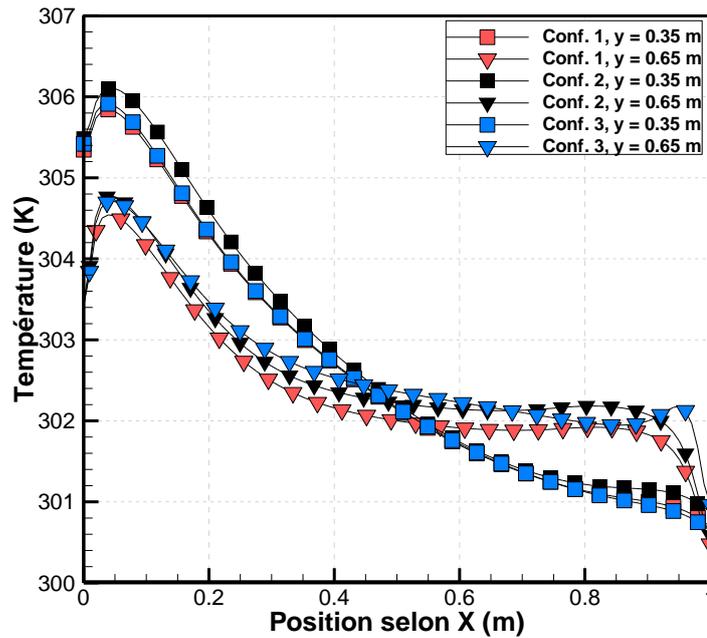
Afin d'analyser quantitativement les trois configurations proposées du séchoir solaire, nous avons présenté les profils de température à différentes sections horizontales. Les figures IV. 13, 14 et 15 illustrent, aux instants,  $t=11$  h, 16 h et 21 h, les profils de température dans les sections horizontales ( $y = 0,35$  m et  $0,65$  m) de la chambre de séchage pour les trois configurations. Les résultats montrent les observations suivantes:



**Figure IV. 13:** Profils de la température le long des sections horizontales ( $y = 0,35$  et  $0,65$  m) pour les trois configurations à  $t=11$  h.



**Figure IV. 14:** Profils de la température le long des sections horizontales ( $y = 0,35$  et  $0,65$  m) pour les trois configurations à  $t=16$  h.



**Figure IV. 15:** Profils de la température le long des sections horizontales ( $y = 0,35$  et  $0,65$  m) pour les trois configurations à  $t=21$  h.

Au niveau de la section  $y = 0,35$  m, on remarque que les variations de la température sont assez proches pour les trois configurations avec un léger avantage pour la Conf. 3 durant la journée (11 h et 16 h). La différence des températures maximales des configurations 1 et 3 est de l'ordre de  $0,72$  °C à  $t=11$  h et de  $0,38$  °C à  $t=16$  h. Aussi, l'air dans la région droite est plus chaud que dans celle de gauche. Pendant la nuit (21 h), la température la plus élevée est observée dans la Conf. 2 avec une différence maximale de  $0,22$  °C.

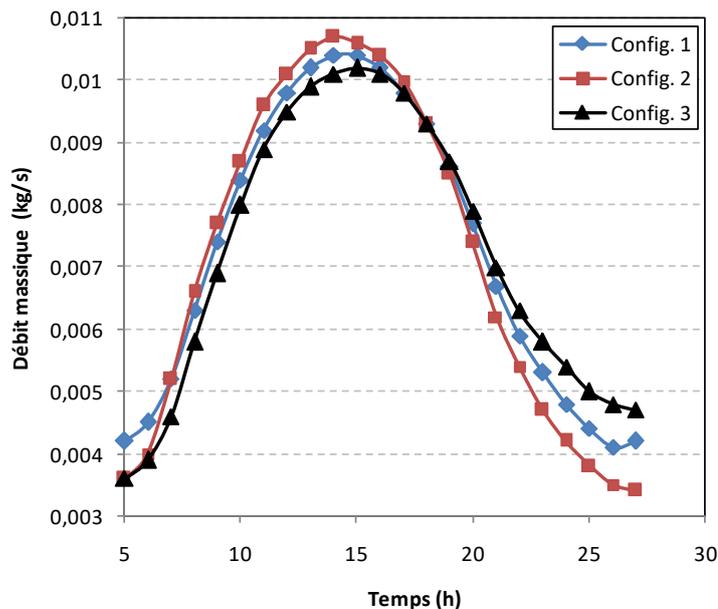
Au niveau de la section  $0,65$  m, la zone la plus chaude est observée dans la région gauche du séchoir. Cet écart de température observé le long des sections peut s'expliquer par le sens de l'écoulement d'air et par la présence des vortex. Dans la Conf. 3, la température est supérieure dans la région gauche et inférieure dans la région droite avec une différence maximale de  $0,63$  °C observée à 11 h. A 16 h, l'écart de température entre les trois configurations devient plus important. La cheminée solaire utilisant un matériau de stockage (Conf. 3) fournit une température plus élevée par rapport aux deux autres configurations. Ceci est dû à la chaleur fournie par le granit. Une différence de températures maximales de  $5,29$  °C est observée. Pendant la nuit, le rayonnement solaire disparaît et la quantité de chaleur fournie par le granite à la chambre diminue et par suite les trois profils de température deviennent quasiment identiques avec une différence maximale de  $0,38$  °C.

### IV. 5.3. Evolution du débit massique

La Fig. IV. 16 montre une comparaison entre les débits massiques pour les trois configurations du de séchoirs étudiés et le tableau IV. 3 résume les différentes valeurs de débit pour différentes configurations.

Configuration	1		2		3	
Heure	15 h	$j + 3$ h	15 h	$j + 3$ h	15 h	$j + 3$ h
Débit (kg/s)	0,0104	0,0042	0,0107	0,0034	0,0101	0,0047

**Tableau IV. 3:** Les valeurs maximales et minimales de débit d'air pour les différentes configurations du séchoir.



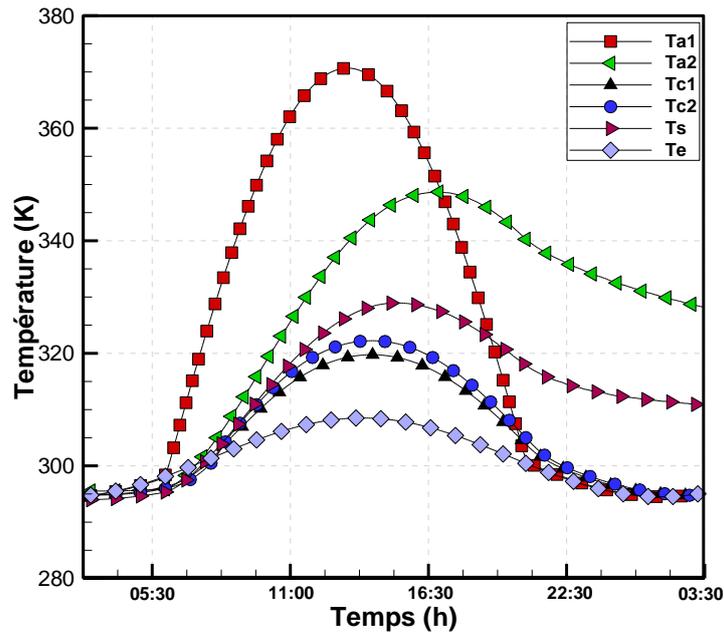
**Figure IV. 16:** Evolution journalière du débit massique pour différentes configurations du séchoir solaire.

Comme prévu, le débit massique augmente avec l'intensité du flux solaire du matin jusqu'en début de l'après-midi, avant de diminuer plus tard en fin de journée. Plutôt dans la journée (entre 5 h et 7 h), on constate que le débit d'air est plus élevé dans le séchoir sans cheminée solaire (Conf. 1). Pour la Conf. 3, pendant cette période, le débit d'air est plus faible à cause d'une part, de l'apport trop faible d'énergie par la cheminée solaire et d'autre part, par sa forme et sa position qui constitue un obstacle à l'écoulement d'air. Après ces heures et jusqu'au coucher du soleil (19 h), la cheminée solaire (Conf. 2) accélère l'écoulement et le

débit d'air augmente par rapport au cas sans cheminée (Conf.1). En effet, la chaleur stockée par l'absorbeur-2 augmente la température de l'air dans la cheminée et améliore l'écoulement d'air. Cependant, le granite inséré sous l'absorbeur-2 dans la Conf. 3 diminue la chaleur transférée à l'air dans le canal pendant la journée entraînant une diminution du débit d'air. En outre, une partie de la chaleur absorbée par le granite est transférée à l'air dans la chambre de séchage. Cette région devient chaude et le gradient de température entre la partie supérieure et le fond de la chambre de séchage diminue entraînant la diminution du débit massique. Ainsi, la température de l'air est plus élevée dans la Conf. 3. La Conf. 2 améliore le débit massique maximal d'environ 3 % et 5 % par rapport aux Conf. 1 et 3. Durant la nuit, on voit que le débit d'air dans la Conf. 3 est plus élevé, voir tableau IV.3. Le granite libère la chaleur stockée et accélère la circulation d'air pendant la nuit. Ainsi, l'utilisation d'une cheminée solaire avec stockage peut améliorer le débit massique jusqu'à 11 % et 32 % par rapport aux configurations 1 et 2 pendant la nuit. L'augmentation du débit d'air améliore le renouvellement d'air sec dans le séchoir solaire et donc le processus de séchage.

#### IV .6. Évolution de la température des différents composants du séchoir

La Fig. IV.17 montre l'évolution de la température nodale à  $x = 0,5$  m pour les différents composants du séchoir solaire, à savoir des plaques absorbantes 1 et 2 ( $T_{p1}$  et  $T_{p2}$ ), du produit à sécher dans les deux claies ( $T_{c1}$  et  $T_{c2}$ ) et de l'air à l'entrée et à la sortie de la cheminée. Nous pouvons remarquer une augmentation de la température des différents composants pendant la matinée ensuite une baisse durant l'après-midi. Celle-ci est due aux augmentations du flux solaire incident et de la température ambiante durant la matinée et de leur diminution durant l'après-midi. Pendant les heures ensoleillées, l'absorbeur-1 s'échauffe rapidement et cède une grande partie de sa chaleur au flux d'air venant de l'extérieur. Cependant, l'absorbeur-2 s'échauffe moins rapidement puisqu'il partage la chaleur gagnée avec le granite. De ce fait, la température maximale de l'absorbeur-2 atteint 348 K au moment où celle de l'absorbeur-1 atteint 370 K. Durant le soir, la température de l'absorbeur 1 ( $T_{a1}$ ) diminue plus rapidement que celle de l'absorbeur-2 ( $T_{a2}$ ) du fait de la chaleur stockée et fournie par le granite en dehors des heures ensoleillées.



**Figure IV. 17:** Évolution de la température des différents composants du séchoir solaire avec cheminée solaire en fonction du temps.

Durant la première moitié de la journée, la température du produit à sécher dans les deux claies 1 et 2 augmente (jusqu'à environ  $t = 14$  h,  $T_{c1max}=319$  K et  $T_{c2max}=322$  K) puis diminue jusqu'à 295 K pendant l'après-midi et la nuit. Pour la période comprise entre 5h30 et 8h30, la température de la claie-1 ( $T_{c1}$ ) est supérieure à celle de la claie-2 ( $T_{c2}$ ). En effet, l'air chaud passe d'abord à travers la claie-1 avant d'arriver ensuite à la claie-2. Après 8h30, le phénomène s'inverse et  $T_{c2}$  devient supérieure à  $T_{c1}$ .

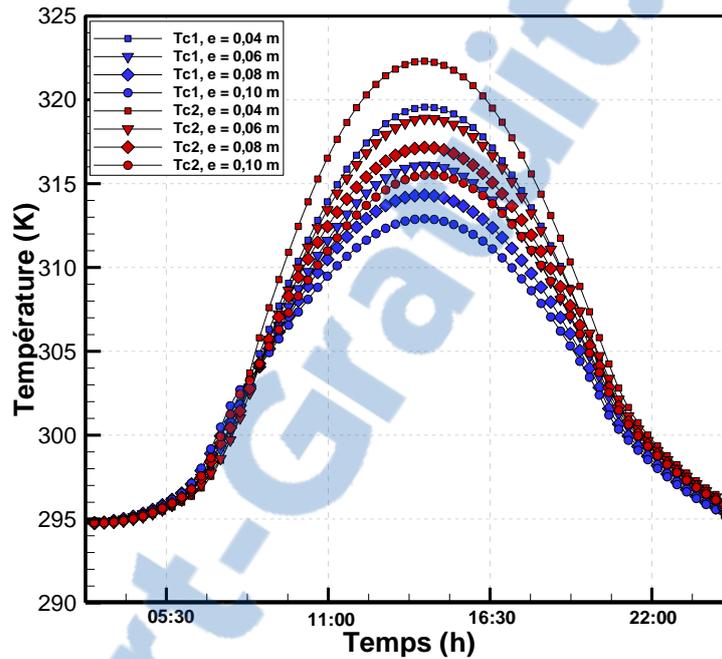
## IV .7. Effet de la taille de l'ouverture d'entrée d'air

### IV. 7.1. Evolution de la température du produit dans les deux claies

L'évolution de la température du produit dans les claies-1 et 2 pour quatre largeurs d'ouverture d'entrée d'air : 0,04 ; 0,06 ; 0,08 et 0,10 m est présentée sur la Fig. IV. 18. Pour les quatre largeurs, la température du produit augmente jusqu'à atteindre le maximum l'après-midi avant de diminuer ensuite (tableau IV. 4).

Taille d'entrée d'air (m)	0,04	0,06	0,08	0,1
$T_{c1}$ max (K)	320	316	314	313
$T_{c2}$ max (K)	322	319	317	315,5
Débit max (kg/s)	0,01	0,0115	0,012	0,0123

**Tableau IV. 4:** Les températures maximales de  $T_{c1}$  et  $T_{c2}$  pour différentes tailles de l'ouverture d'entrée.

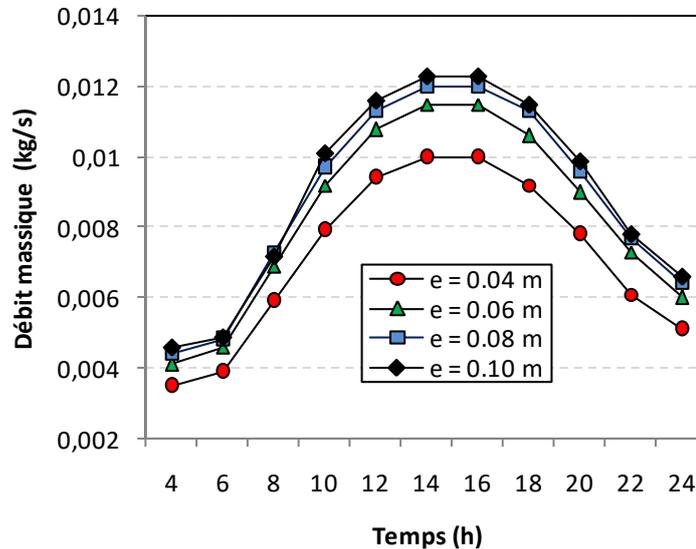


**Figure IV. 18 :** Évolution de la température du produit  $T_{c1}$  et  $T_{c2}$  au point ( $x= 0.5$  m) pour différentes dimensions d'entrée d'air.

Ainsi, l'augmentation de la largeur d'entrée de 0,04 à 0,10 m entraîne une diminution de la température maximale du produit d'environ 16,80 % et 14,20 %. Pour  $T_{c1}$  et  $T_{c2}$  respectivement, et si on compare  $T_{max}$  pour le cas  $e = 0,04$  m avec la température extérieure maximale (307 K), on obtient une différence de 13 °C et 15°C pour les claies 1 et 2, respectivement.

### IV. 7.2. Evolution du débit d'air

Pour comprendre le comportement de la température du produit  $T_{c1}$  et  $T_{c2}$  en fonction de la largeur d'entrée, nous avons présenté l'évolution du débit dans le séchoir solaire pour les quatre largeurs étudiées (Fig. IV. 19).



**Figure IV. 19 :** Évolution du débit massique moyen pour différentes largeurs d'entrée d'air.

On constate qu'une augmentation de la largeur d'entrée provoque une augmentation du débit d'air. Ce dernier atteint une valeur maximale d'environ 0,01 kg/s, 0,0115 kg/s, 0,012 kg/s et 0,0123 kg/s à 15h pour une largeur de 0,04 ; 0,06 ; 0,08 et 0,10 m, respectivement. Ainsi, l'augmentation de la largeur d'entrée assure un meilleur renouvellement d'air dans la chambre. La diminution de la température obtenue avec l'augmentation de la largeur d'entrée (Fig. IV.17) est expliquée par l'augmentation du débit d'air qui diminue le temps de séjour de l'air au sein du séchoir solaire. La hauteur d'entrée du séchoir est donc aussi un paramètre déterminant dans le contrôle du processus de séchage (débit et température d'air).

## IV .8. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les résultats obtenus à travers les différentes simulations réalisées pour analyser le comportement dynamique et thermique d'un système de séchage intégrant une cheminée solaire et un absorbeur inversé. Pour cela, trois configurations de séchoir ont été analysées et comparées sur une journée typique du mois d'Août de la ville de Tlemcen (Algérie). Les principales conclusions sont :

- L'utilisation d'une cheminée solaire sans stockage dans un séchoir solaire peut augmenter le débit massique et améliorer le taux de ventilation de l'air jusqu'à 5 %. Cependant, l'intégration d'un matériau de stockage dans la cheminée solaire peut améliorer le débit massique jusqu'à 32 % pendant la nuit.
- L'augmentation de la taille d'entrée accélère l'extraction de l'air à travers le séchoir et donc une élévation du débit de 13 à 18,69 % en augmentant graduellement la taille d'entrée d'air de 0,04 à 0,10 m. Cependant, l'augmentation de la taille de l'entrée d'air entraîne une diminution de la température des cultures de 14,89 % pour une entrée de 0,10 m.

En utilisant uniquement le granite comme élément de stockage thermique, on assure une circulation d'air correcte jusqu'à 24 h. Au delà de cet instant, la température de l'air dans la chambre devient faible et donc insuffisante pour assurer le séchage. Il est donc nécessaire d'inclure un lit thermique avec une épaisseur appropriée à l'intérieur de la chambre de séchage.

---

## CHAPITRE V

---

# Résultats et interprétations

## Partie 2: L'effet d'intégration d'un lit thermique en gravier

---

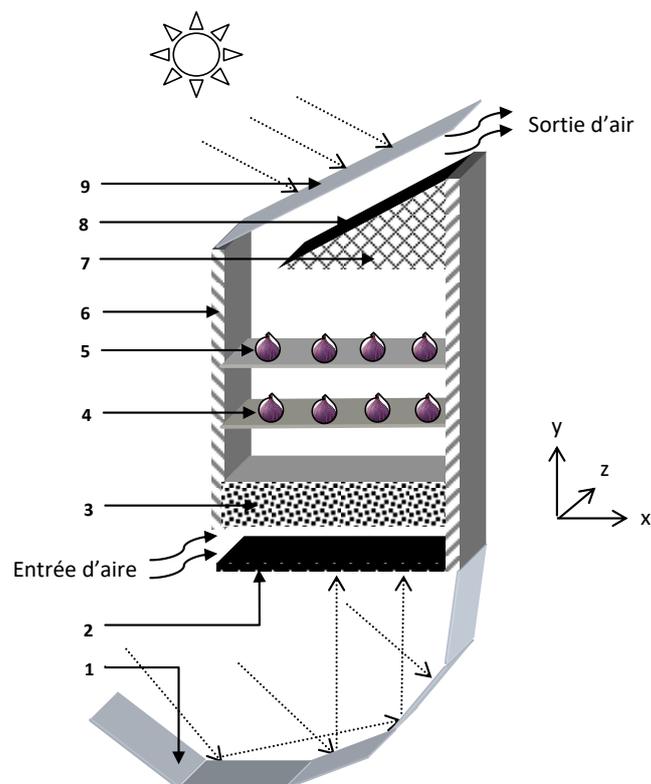
### Sommaire

V. 1.	Introduction.....	87
V. 2.	Modélisation du lit en gravier .....	88
V. 3.	Résultats et interprétations.....	88
V. 4.	Séchoir solaire avec deux entrées.....	97
V. 5.	Conclusion .....	105

## V. 1. Introduction

Les systèmes de séchages basés sur l'énergie solaire en tant que ressource énergétique sont de nature intermittente. Pendant la nuit, le rayonnement solaire disparaît, entraînant une diminution de la température d'air de séchage et donc un prolongement du temps de séchage plus ou moins long selon la nature du produit à sécher. Une unité de stockage thermique pourrait être un composant clé pour stocker une partie de l'énergie thermique excédentaire et l'utiliser chaque fois que cela est nécessaire. Cela réduira les effets intermittents et améliorera l'efficacité des systèmes tels que les séchoirs solaires [83].

L'objectif de cette partie est d'étudier les effets d'intégration d'un lit thermique en gravier comme unité de stockage thermique dans la chambre de séchage sur son comportement dynamique et thermique. Ce lit est placé en dessous des deux claies et possède les propriétés suivantes : une porosité de 0,4 et un diamètre de particule de 0,023 m (Fig. V.1). L'air chauffé par l'absorbeur-1 s'écoule d'abord vers le lit thermique et réchauffe le gravier avant d'atteindre les claies de séchage et le produit à sécher (figures par exemple).



**Figure V. 1 :** Schéma descriptif du séchoir solaire intégrant un lit thermique. 1 : réflecteur; 2 : absorbeur1; 3 : lit thermique; 4: claie 1 de séchage; 5 : claie 2 de séchage ; 6 : isolation; 7 : élément de stockage; 8 : absorbeur2; 9 : vitrage.

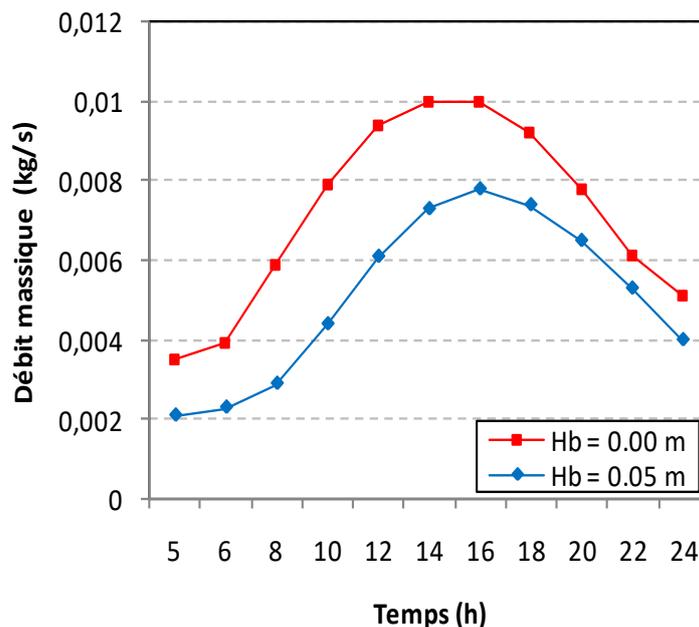
## V. 2. Modélisation du lit en gravier

Pour simuler l'écoulement d'air à travers le lit composé de gravier, nous avons adopté le modèle de Darcy-Forchheimer pour décrire son comportement en tant que milieu poreux. Sa porosité et ses propriétés thermophysiques sont supposées isotropiques. Le modèle étudié utilise deux coefficients de résistance visqueuse  $1/K$  et inertielle  $C$  (équations III.9, 10 et 11) pour décrire la perte de pression causée par unité d'épaisseur du gravier. ( $K=6,29 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2$  et  $C=1719,4 \text{ m}^{-1}$ ).

## V. 3. Résultats et interprétations

### V.3.1. Effet de la présence du lit thermique

La Fig. V. 2 montre l'évolution du débit d'air traversant le séchoir au cours du temps pour les deux cas : sans et avec un lit thermique en gravier d'épaisseur (0,05 m).

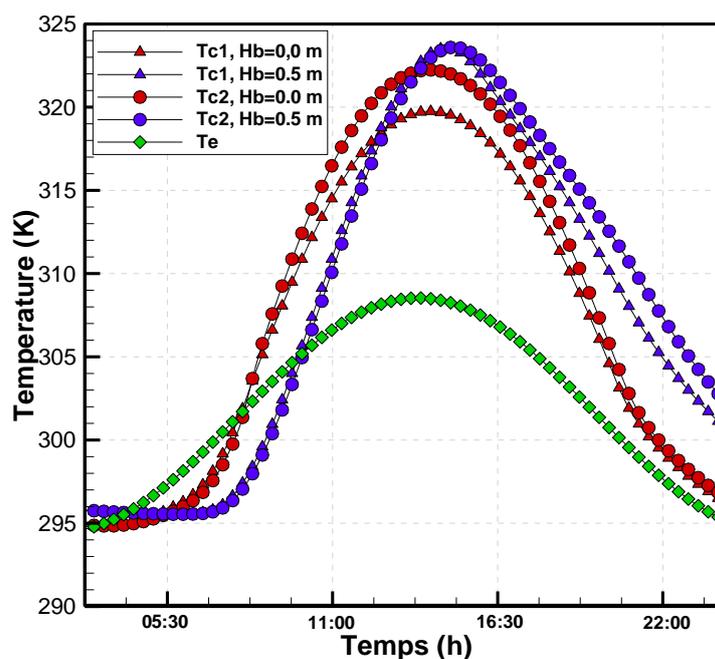


**Figure V. 2 :** Évolution du débit massique pour les deux cas: Avec lit thermique ( $H_b=0.05 \text{ m}$ ) et sans lit thermique ( $H_b=0$ ).

Pour les deux cas, le débit massique augmente durant la première demi-journée et diminue l'après-midi. Cependant, l'utilisation d'un lit thermique provoque une diminution globale du débit massique pendant la journée avec une valeur maximale de 0,0075 kg/s vers 16 h alors que sans lit thermique, elle atteint 0,010 kg/s vers 15h. Quelques heures plus tard

vers 24 h, pour les deux cas, le débit massique diminue pour atteindre la valeur de 0,005 (sans lit thermique) et 0,004 kg/s (avec lit thermique). Ainsi, l'utilisation d'un lit thermique permet de réduire le débit massique de l'air circulant dans la chambre, de 25 % à 15h et de 20 % à 24 h. Le lit thermique crée ainsi une résistance à l'écoulement d'air de séchage et réduit le renouvellement d'air frais.

La Fig. V.3 montre l'évolution de la température du produit à sécher sur les deux claies et la température de l'air à l'entrée pour les deux cas sans et avec le lit thermique. Pendant la première demi-journée, les températures des deux claies augmentent en raison de l'augmentation du rayonnement solaire. On constate que ces températures sont plus faibles en présence du lit thermique du fait du stockage d'une partie de l'énergie solaire absorbée durant cette période. En début de l'après-midi, ce comportement s'inverse du fait de la restitution de cette énergie aux deux claies.



**Figure V. 3 :** Évolution de la température  $T_{c1}$  et  $T_{c2}$  avec et sans lit thermique.

En présence du lit thermique, on remarque que les écarts entre les températures des deux claies sont plus faibles durant quasiment toute la journée, comparés au cas sans lit thermique où ces écarts sont plus nuancés. On remarque aussi que l'effet du lit de stockage se manifeste bien durant la nuit puisque les températures des produits restent suffisamment élevées pour faire fonctionner le séchoir. Si on se base sur une température minimale de fonctionnement des séchoirs solaires de l'ordre de 300 à 305 K, on peut conclure que la

présence du lit thermique permet de couvrir une période de fonctionnement plus grande, de l'ordre 12 h et 13 h au lieu de 10 h (sans lit), respectivement pour la première et la deuxième claie.

### V.3.2. Effet de l'épaisseur du lit thermique

Pour avoir un produit de meilleur rapport qualité-prix, le temps de séchage doit être aussi court que possible avec une température d'air raisonnable en diminuant les maximums de température qui peuvent être à l'origine de leur dégradation. Afin d'optimiser la hauteur du lit thermique, nous avons présenté sur la Fig. V.4, l'influence, sur une journée, de la hauteur du lit thermique sur la température du produit à sécher ( $T_{cl}$ ). Pour cela, quatre hauteurs ( $H_b = 0,05; 0,10; 0,15$  et  $0,20$  m) ont été analysés :

L'analyse des courbes montre que l'augmentation de l'épaisseur du lit thermique se traduit par :

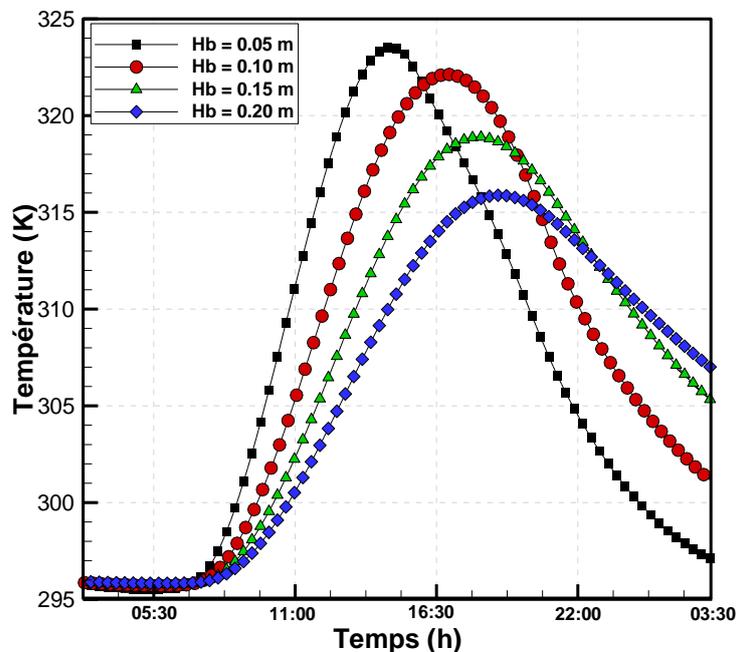
- une baisse des températures maximales durant la période ensoleillée de la journée,
- un déphasage thermique positif dû aux propriétés de stockage du lit thermique,
- une distribution des températures plus élevée qui se prolonge durant la nuit.

$H_b$ (m)	0,05	0,10	0,15	0,20
$T_{C_{max}}$ (K)	323,5	322	319	316
$T_{C_{min}}$ (K)	297	301	305	306,5
Durée de fonctionnement(h)	12	13	15,74	16,41
Gain en temps %	18,18	26,08	44,59	48,56

**Tableau V. 1:** Différentes valeurs de  $T_{C_{max}}$ ,  $T_{C_{min}}$ , durée de fonctionnement et gain en temps pour différents épaisseurs.

En utilisant un lit thermique avec une hauteur de 0,05 m, la température des produits atteint un maximum de 323.5 K pendant les heures ensoleillées et diminue rapidement à 297K vers 3h30. Il est remarqué que pendant la période ensoleillée, la température maximale du produit diminue avec l'augmentation de l'épaisseur du lit thermique. Cependant, la température minimale du produit augmente avec l'augmentation de l'épaisseur du lit pendant la nuit. Ainsi, un lit avec une épaisseur élevée permet d'améliorer le stockage thermique et contribue à diminuer les fluctuations de la température du produit. En comparaison avec la

température de séchage minimale (305 K), la température maximale du produit est supérieure de 18,5 ; 17, 14 et 11 °C pour les quatre hauteurs 0,05 ; 0,010 ; 0,015 et 0,20 m, respectivement. Ainsi, l'augmentation de la hauteur du lit de 0,05 m à 0,20 m a permis de réduire la température maximale de 16,04 % et d'augmenter la température minimale de 33,04 %. La faible diminution de la température maximale est observée lorsqu'on augmente l'épaisseur au-delà de 0,15 m. Une épaisseur plus élevée du lit thermique favorise le stockage de la chaleur et diminue la température maximale. Cependant, ce comportement devient moins sensible au-delà d'une épaisseur de 0,15 m ; ainsi une hauteur de 0,20 m ne peut fournir qu'un prolongement de seulement 40 min par rapport à 0,15 m. La hauteur de 0,15 est donc plus recommandée.

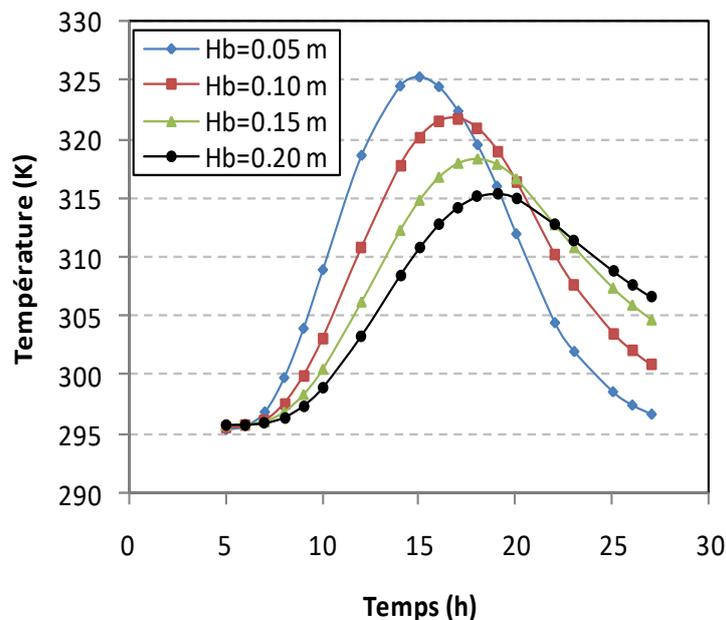


**Figure V. 4 :** Evolution de la température  $T_{cl}$  pour différentes épaisseurs de lit thermique à la position  $x = 0,5\text{m}$ ,  $y = 0,35\text{m}$ .

La température maximale de séchage des figues est d'environ 323 K, le séchage à une température plus élevée fournit des figues cuites [70]. Ainsi, utiliser une épaisseur de 0,05m n'est pas recommandé car elle engendre une température maximale supérieure à 323 K. Une épaisseur comprise entre 0,10 et 0,15 m peut fournir une température appropriée pour le séchage des figues tout en assurant un bon stockage thermique.

### V.3.3. Phases de stockage et de déstockage du lit thermique

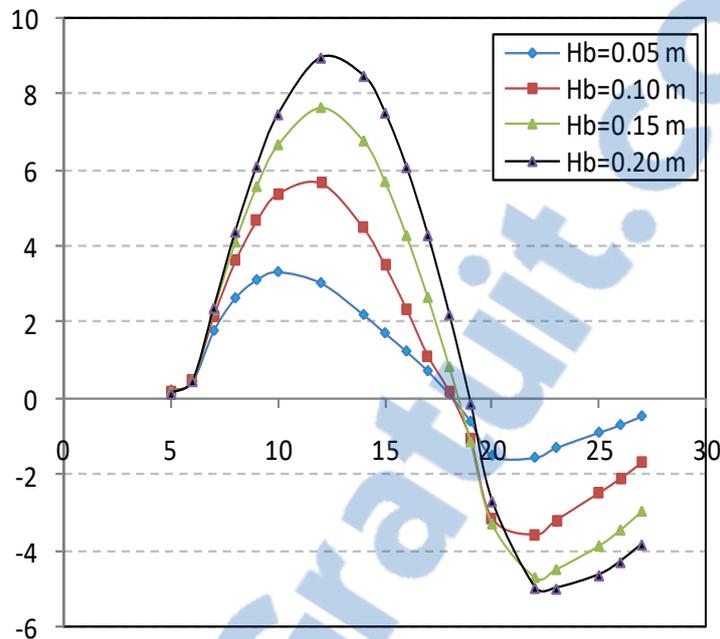
La Fig. V. 5 montre l'évolution de la température de l'air sur la surface supérieure du lit thermique pour différentes épaisseurs. Sur une large partie de la journée, ces températures augmentent au cours du temps. Leurs maximums diminuent en augmentant l'épaisseur du lit (environ 8K quand  $Hb$  varie de 0,05 à 0,20 m). Ces maximums de température présentent également un déphasage qui augmente avec l'épaisseur du lit thermique (environ 1 h pour chaque variation  $\Delta Hb=0,05$ ). En fin de journée, la phase de décroissance thermique devient de plus en plus lente avec l'augmentation de l'épaisseur du lit thermique. Ceci s'explique par la conservation de l'énergie apportée au système. Le manque d'énergie apparent durant la journée est restitué au système durant la nuit et donc plus l'épaisseur de stockage est grande plus l'énergie cédée et par suite la température sont importantes.



**Figure V. 5 :** Evolution de la température moyenne de l'air sur la surface supérieure du lit thermique pour différentes épaisseurs.

La Fig. V. 6 représente l'évolution de la différence de température de l'air entre les surfaces inférieure et supérieure du lit thermique pour différentes épaisseurs du lit thermique. Les valeurs positives et négatives de la différence de température indiquent respectivement les phases de stockage et de déstockage de la chaleur. L'évolution des différences de températures est similaire pour les quatre épaisseurs ; toutes les courbes se croisent entre 19h et 20h et augmentent avec la taille du lit thermique en phase de stockage et diminuent en phase de

déstockage. La période du stockage est passée de 12,5 heures pour 0,05 m à 13 heures pour 0,20 m.



**Figure V. 6 :** Evolution de la différence de température de l'air entre les surfaces inférieure et supérieure du lit thermique pour différentes épaisseurs.

### V.3.4. Effet de la porosité du lit thermique

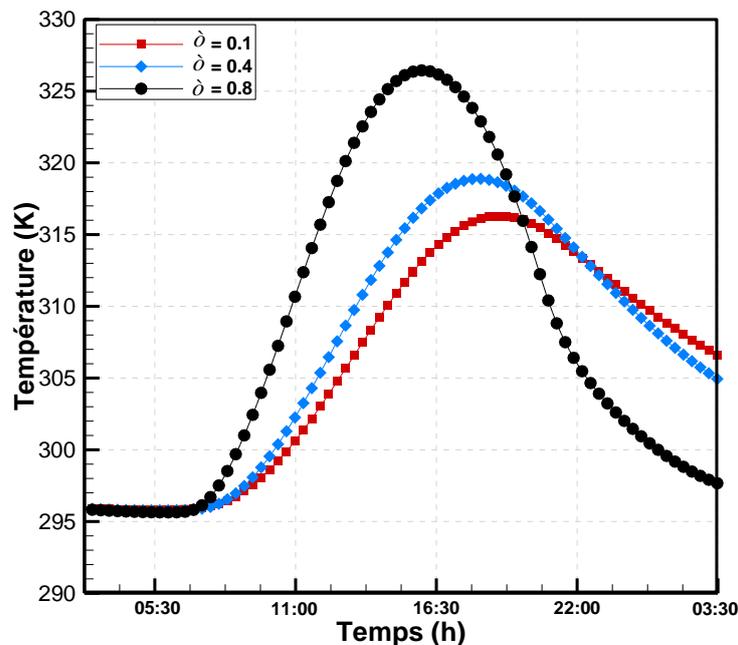
L'effet important de la porosité sur les propriétés du lit poreux, entraîne un changement significatif sur la température d'air à travers le lit. Pour une épaisseur du lit thermique  $Hb = 0,15$  m, la Fig. V. 7 montre l'évolution de la température au niveau de la claie 1 en fonction du temps pour différentes porosités ( $\delta$ ).

$\delta$	0,1	0,4	0,8
$T_{c_{max}}$ (K)	316	319	326
$T_{c_{min}}$ (K)	306	305	298

**Tableau V. 2 :** Températures  $T_{c_{max}}$ ,  $T_{c_{min}}$  de la claie 1 pour différentes porosités.

Le tableau V.2 et la Fig. V.7 montrent une augmentation de la température de la claie 1 en fonction de la porosité sur une large partie de la journée. Les maximums des températures sont de plus en plus importants et présentent un déphasage négatif (vers la gauche) en augmentant la porosité. Les faibles porosités favorisent donc un fonctionnement

du système de séchage durant la nuit avec une température supérieure à 300K. Lorsqu'on diminue la porosité, l'espace vide diminue et donc la masse du gravier et la surface d'échange entre l'air et les particules du gravier augmentent. Par conséquent l'énergie absorbée par le gravier durant la phase de stockage et celle restituée à l'air durant la phase de déstockage augmentent.



Rapport-gratuit.com  
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

**Figure V. 7 :** Effet de la porosité ( $\delta = 0,1$  ;  $0,4$  et  $0,8$ ) sur la température de l'air au niveau de la claie1 ( $x=0,5$  m,  $y=0,35$  m).

Après le coucher du soleil (19 h), la température de l'air diminue plus rapidement pour la plus grande porosité du lit. À 3h30, la température de l'air diminue à environ 298, 305 et 306 K pour une porosité de 0,8 ; 0,4 et 0,1, respectivement. La quantité d'énergie stockée dans une porosité de lit plus élevée est faible et se consomme plus rapidement.

En comparant avec la porosité du lit de 0,8, on obtient un gain de 24,56 % et de 27,58 % en termes de température pour une porosité au lit de 0,4 et 0,1 respectivement. En comparant les deux porosités 0,1 et 0,4, on constate que la diminution de la température maximale pendant les heures d'ensoleillement ( $3^{\circ}\text{C}$ ) est supérieure au gain maximum de température pendant la nuit ( $1^{\circ}\text{C}$ ) pour une porosité de 0,1. Ainsi, une porosité de 0,1 n'est pas recommandé avec une hauteur du lit thermique  $Hb= 0,15$  m.

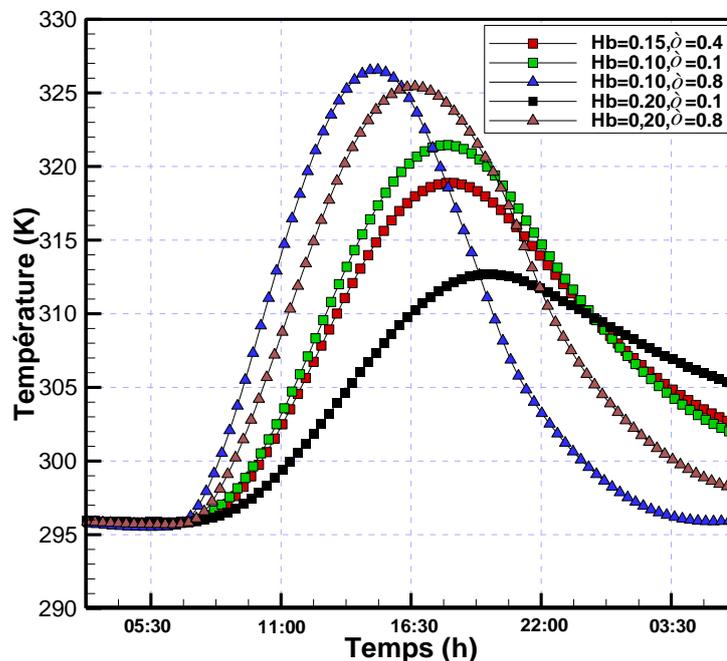
Afin d'optimiser le fonctionnement du séchoir, nous avons présenté l'évolution de la température de la claie 1 pour différents couple ( $Hb$ ,  $\delta$ ). Les résultats des Figs. V. 4 et V.7 ont permis de conclure que l'augmentation de la hauteur du lit thermique ou la réduction de sa

porosité permettent d'améliorer le stockage thermique. Une hauteur du lit entre 0,10 et 0,15 m avec une porosité de 0,4 semble offrir un fonctionnement optimal du séchoir solaire.

L'évolution de la température au niveau la claire-1 ( $T_{Cl}$ ) pour différents couples ( $Hb$ ,  $\delta$ ) est présentée sur la Fig. V.8. Les résultats montrent que :

- L'augmentation seule de la porosité du lit thermique ( $Hb=0,2$  m,  $\delta=0,8$  et  $Hb=0,1$  m,  $\delta=0,8$ ) réduit le stockage thermique et provoque l'augmentation de température des claies (la température maximale dépasse la limite autorisée pour le séchage des figues). Ainsi, l'augmentation de la hauteur du lit entraîne principalement un déphasage positif dans l'évolution de la température.
- L'augmentation de la hauteur du lit et la réduction de la porosité à ( $Hb=0,2$  m,  $\delta=0,1$ ) provoque une amélioration importante du stockage thermique qui entraîne une baisse importante de la température au niveau de la claie.
- La diminution du couple hauteur du lit et porosité à ( $Hb=0,1$  m,  $\delta=0,1$ ) assure une température des claies et un stockage assez proches du couple ( $Hb=0,15$  m,  $\delta=0,4$ ).

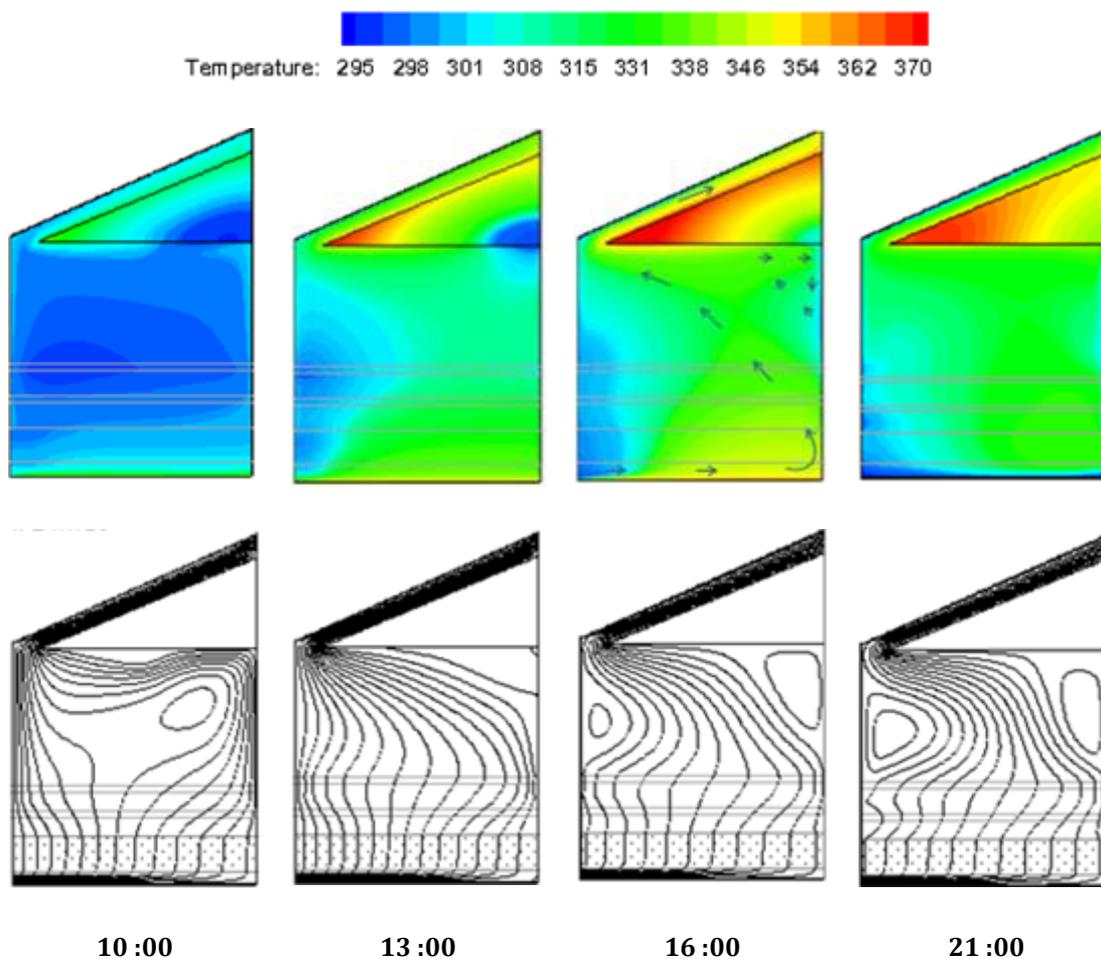
Ainsi, les résultats montrent que le fonctionnement optimal du séchoir solaire peut être assuré avec un couple hauteur du lit et porosité entre ( $Hb=0,1$  m,  $\delta=0,1$ ) et ( $Hb=0,15$  m,  $\delta=0,4$ ).



**Figure V. 8 :** Evolution de la température au niveau de la claire-1 ( $T_{Cl}$ ) pour différents couples ( $Hb$ ,  $\delta$ ).

### V.3.5. Comportement dynamique et thermique de l'écoulement d'air

La Fig. V.9 montre l'évolution des lignes de courant et des contours de température dans le séchoir solaire à différents instants et en présence d'un lit thermique ( $Hb=0,15$  m,  $\delta=0,4$ ). Bien que le soleil commence à décliner à partir de 13h, la température dans la chambre de séchage augmente progressivement jusqu'à 16h grâce au lit thermique. La température est toujours maximale dans les régions autour des deux absorbeurs. Le lit se comporte comme une barrière thermique qui baisse la température aux niveaux des claies à un niveau favorable au séchage des produits. L'après-midi, la température moyenne de la chambre de séchage atteint 318 K qui reste inférieure à celle de la Conf. 1 (323 K). Cependant, le lit thermique libère la chaleur stockée et assure le chauffage d'air même à 21h dont la température moyenne atteint 311 K. A cet instant, la température moyenne dans la chambre de séchage augmente de 13 °C par rapport au cas sans lit thermique.



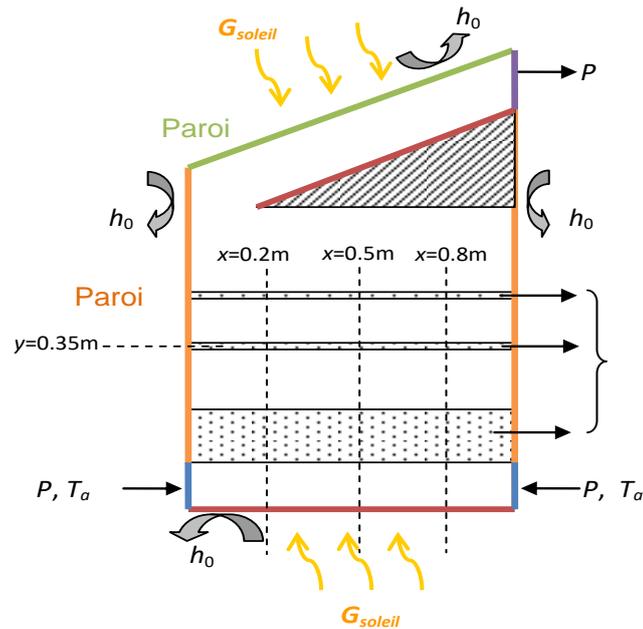
**Figure V. 9 :** Contours de température et de lignes de courant au sein du séchoir solaire avec lit thermique.

Avec la présence du lit thermique, les lignes de courant montrent l'absence du vortex sous les claies de séchage et la réduction de la taille du vortex située au-dessus des claies. A partir de 16h, il y a développement progressive d'une autre cellule à l'entrée de la cheminée solaire dont la taille augmente jusqu'à 21h.

Pour les deux configurations (avec et sans lit thermique), les résultats montrent une répartition non uniforme de la température dans la chambre de séchage. Cette non-uniformité au niveau des claies de séchage est un inconvénient majeur qui entraîne un séchage de mauvaise qualité.

#### **V. 4. Séchoir solaire avec deux entrées**

Le séchage non-homogène du produit final se présente comme l'un des inconvénients majeurs du processus du séchage solaire. Ce problème est lié directement au comportement dynamique de l'air qui entraîne une répartition non uniforme de la température dans la chambre de séchage. L'homogénéité du séchage peut être obtenue grâce à une répartition convenable de l'air de séchage à l'intérieur de la chambre. Les résultats précédents ont montré que le séchoir solaire en présence du lit thermique entraîne une répartition non uniforme de la température au niveau des claies. De nombreuses solutions ont été proposées dans la littérature, telles que l'ajout de déflecteurs, l'ajustement du volet de distribution, la réduction de la section transversale de la chambre de séchage et d'autres.

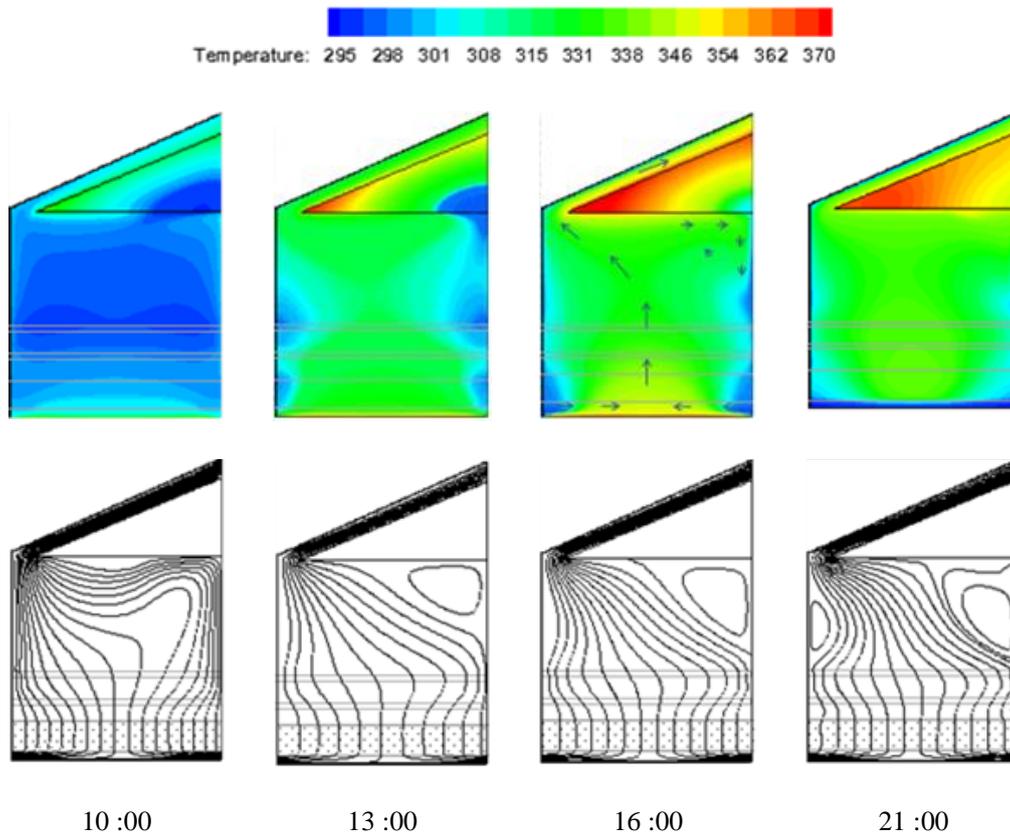


**Figure V. 10 :** Présentation des conditions de calculs pour le séchoir solaire avec deux entrées.

Dans cette partie, nous proposons de modifier le comportement dynamique de l'air dans la chambre de séchage en ajoutant une deuxième entrée située sur la face opposée et possédant les mêmes caractéristiques géométriques et physiques. (Fig. V. 10).

#### V.4.1. Comportement dynamique et thermique de l'air de séchage

L'évolution des profils des lignes de courants et des contours de température dans le séchoir solaire à deux entrées pour différents instants est illustrée dans la Fig. V. 11. L'écoulement d'air est considérablement modifié par l'addition d'une seconde entrée. L'air frais entrant par les deux entrées se croise au milieu de l'absorbeur-1 et monte à travers l'axe central de la chambre de séchage. Il sort ensuite vers l'extérieur à travers la cheminée solaire en créant une cellule dans la partie droite et haute de la chambre. L'ajout de la deuxième entrée réduit considérablement la taille du vortex qui se développe à l'entrée gauche de la cheminée solaire à partir de 16h. Les lignes de courant deviennent plus stables au niveau des claies de séchage et la température plus homogène. En effet, les contours de température montrent clairement que l'air chaud monte vers les deux régions des claies de manière assez uniforme entraînant un séchage plus homogène le long des claies.



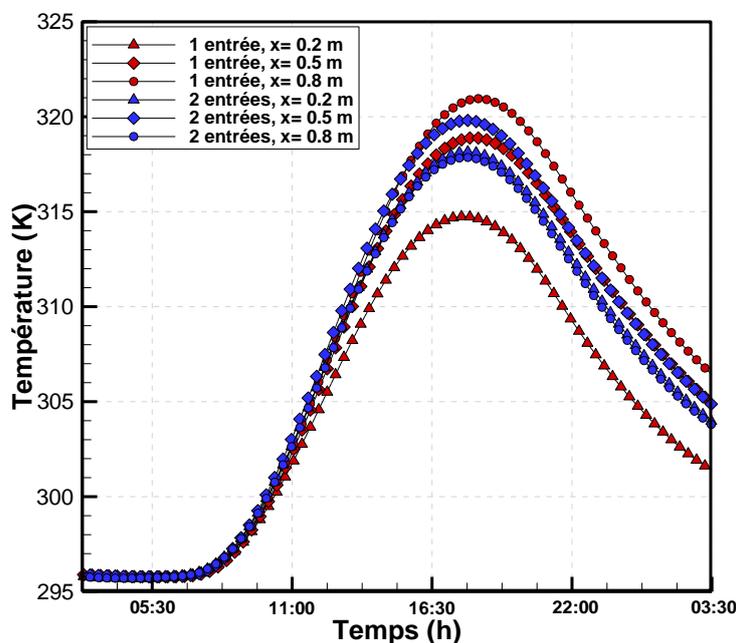
**Figure V. 11 :** Contours de température et de lignes de courant au sein du séchoir solaire à deux entrées.

#### V.4.1. Température de l'air de séchage

La variation temporelle de la température à différentes positions des claies permet de mieux apprécier l'amélioration du comportement thermique de l'écoulement d'air. La Fig. V.12 présente les profils de la température pour différentes position  $x$  sur la claie-1 (à une hauteur  $y=0,35$  m) dans les deux cas à une et deux entrées.

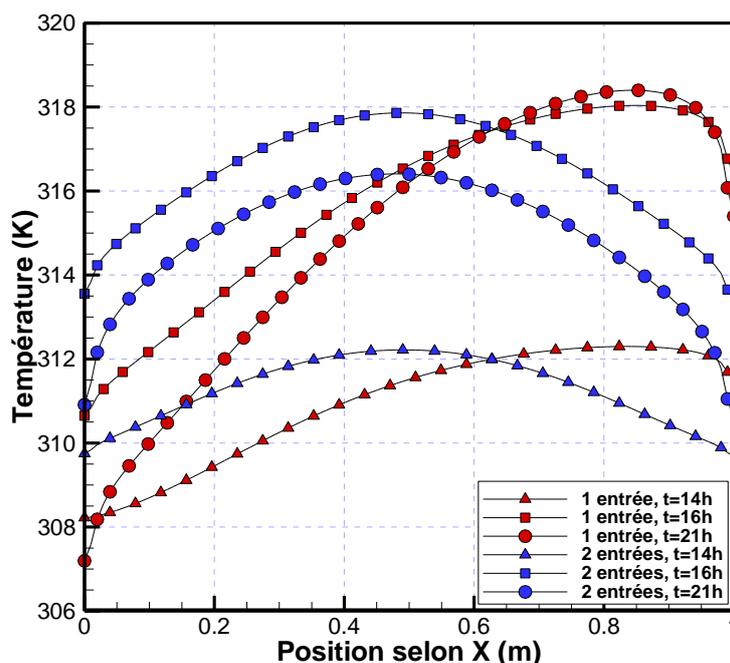
Pour un séchoir solaire à une seule entrée, l'air dans les trois positions ( $x=0,2$ ,  $0,5$  et  $0,8$  m) atteint une température maximale d'environ (315, 319 et 321 K), respectivement. Comme prévu, la position droite ( $x=0,8$  m) enregistre la température maximale à tout moment de la journée. L'écart maximal de la température de l'air (d'environ  $6^{\circ}\text{C}$ ) est observé entre les deux positions extrêmes ( $x=0,2$  et  $0,8$  m). Pour un séchoir solaire à deux entrées, la température maximale est observée au milieu de la claie ( $x=0,5$  m) et atteint 320 K. Les températures à gauche et à droite sont assez similaires et atteignent un maximum de 318,13 et 317,83 K, respectivement. L'écart maximal de la température de l'air sur la claie est d'environ  $2^{\circ}\text{C}$ .

Ainsi, l'ajout d'une seconde entrée a permis de réduire l'écart maximal de la température au niveau de la claie 1 par environ 33 %. L'utilisation de deux entrées réduit convenablement la non-uniformité de la température, au niveau des claies, enregistré dans un séchoir à une seule entrée



**Figure V. 12 :** Evolution de la température pour différentes position  $x$  sur la claie-1 ( $y = 0,35$  m) dans les deux cas avec une et deux entrées.

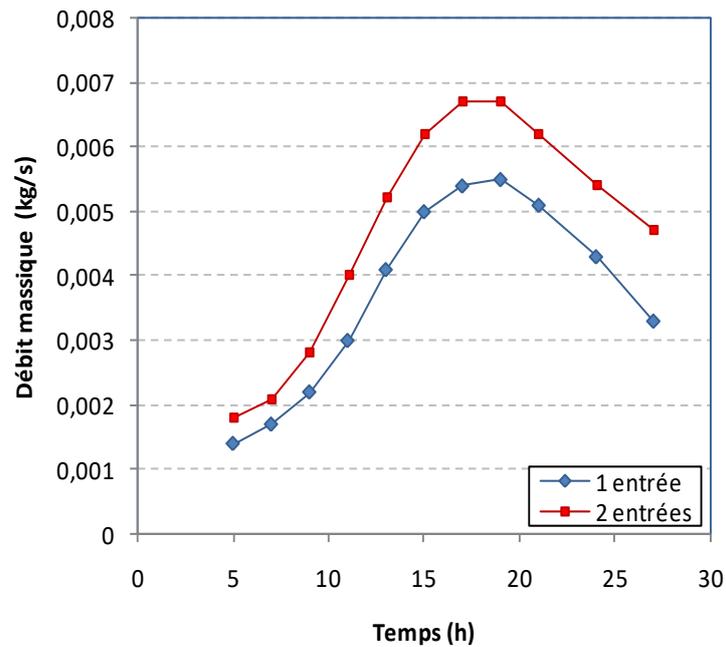
La Fig. V.13 montre les profils de la température de l'air le long de la claie-1, pour différents instants, pour les deux configurations à une et deux entrées du séchoir. Pour le cas à une seule entrée, l'écart maximal dans le changement de la température est assez considérable. Les températures maximales et minimales sont observées respectivement sur les régions gauche et droite. L'écart maximal de température le long de la claie-1 augmente progressivement avec le temps et atteint des valeurs de 4,28 ; 7,37 et 11°C à 14h, 16h et 21h, respectivement. Pour le séchoir solaire à deux entrées, les profils de température le long de la claie-1 montrent un caractère symétrique. Les températures minimales et maximales sont observées respectivement aux extrémités et au milieu. L'écart maximal de température est respectivement de 2,74 ; 4,38 et 5,34 à 14h, 16h et 21h. Comparé au cas d'une seule entrée, l'écart maximal de température a diminué sensiblement le long de la section par environ 52 %. Par conséquent, l'ajout d'une deuxième entrée assure une distribution de la température plus uniforme aux niveaux des claies.



**Figure V. 13 :** Comparaison des profils de température de l'air à une hauteur  $y=0,35$  m pour les deux configurations du séchoir solaire à une ou deux entrées.

#### V.4.2. Comportement du débit massique

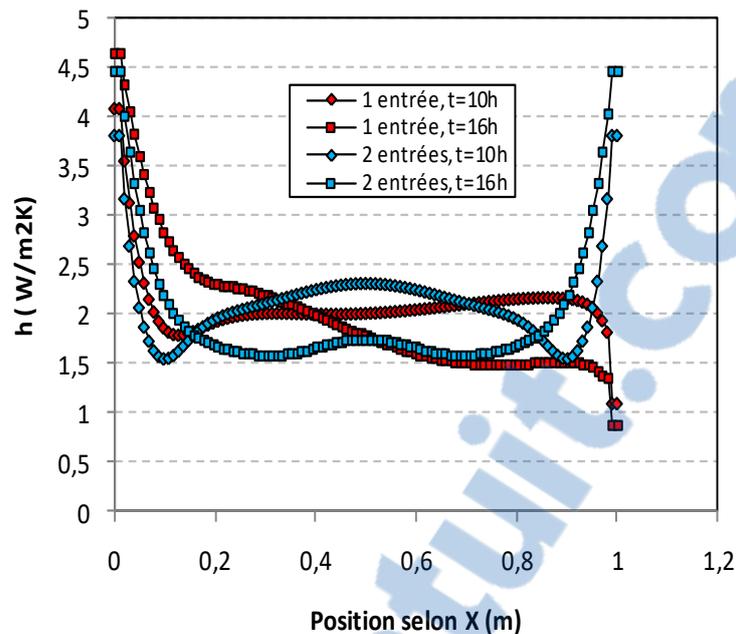
La Fig. V.14 montre la variation temporelle du débit massique pour un séchoir solaire à une et deux entrées. Le débit massique atteint un maximum d'environ 0,0055 et 0,0067 kg/s pour une et deux entrées, respectivement. Ainsi, une augmentation du débit massique d'environ 17,91% est obtenue en ajoutant une deuxième entrée. L'augmentation du débit massique conduit à une amélioration du taux de renouvellement d'air dans la chambre de séchage. Ainsi, le séchoir solaire avec deux entrées permet donc d'améliorer de façon significative les conditions dynamique et thermique du séchage des produits.



**Figure V. 14 :** Comparaison entre l'évolution du débit massique pour les deux configurations du séchoir solaire.

#### V.4.3. Comportement du coefficient de transfert de chaleur

L'impact de l'utilisation de deux entrées sur le coefficient de transfert de chaleur le long de la surface interne de l'absorbeur-1 est présenté sur la Fig. V.15. Pour un séchoir à une entrée, le coefficient de transfert de chaleur est maximal à l'entrée du séchoir solaire et atteint environ 4,11 et 4,77 W/m<sup>2</sup>K à 10 h et 16 h, respectivement. Il diminue rapidement le long de l'absorbeur-1 et chute brusquement à l'extrémité droite à cause du changement brusque de la trajectoire de l'écoulement d'air. Pour le séchoir solaire à deux entrées, la valeur maximale du coefficient de transfert de chaleur est enregistrée aux niveaux des deux entrées et atteint les valeurs 3,84 et 4,53 W/m<sup>2</sup>K à 10 h et 16 h, respectivement. Ensuite, il diminue pour augmenter rapidement à nouveau jusqu'au centre de l'absorbeur. En effet, les deux flux d'air provenant des deux entrées se croisent au milieu et entraînent l'augmentation du coefficient de transfert de chaleur.



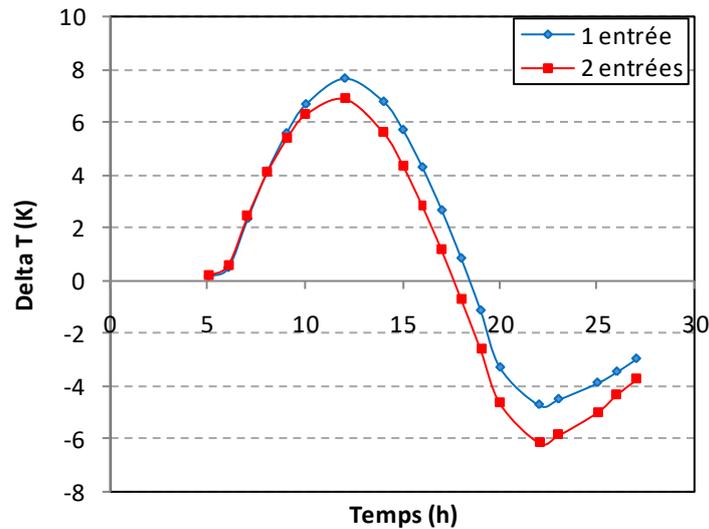
**Figure V. 15 :** Comparaison des évolutions du coefficient de transfert de chaleur pour les deux configurations du séchoir solaire.

#### V.4.4. Effet sur le stockage et le déstockage de l'énergie thermique

La Fig. V.16 montre la différence de température entre l'entrée et la sortie du lit thermique pour les deux cas à une et deux entrées. Les valeurs positives et négatives de la différence de température indiquent les phases de stockage et de déstockage, respectivement. Durant la phase de stockage, la différence de température augmente de 8h jusqu'à 13 h et 14 h pour les séchoirs à une et deux entrées, respectivement. Ensuite, la différence de température de l'air commence à diminuer jusqu'à atteindre la phase de déstockage à 18 h et 16 h pour les séchoirs à une et deux entrées, respectivement. A partir de 22 h, cette différence de température devient négative et la chaleur libérée par le lit thermique s'épuise rapidement.

En outre, il est constaté que la différence de température dans le cas à une entrée est supérieure à celle avec deux entrées. Le stockage semble être meilleur dans le séchoir avec une seule entrée. Cependant, la valeur absolue de la différence de température avec deux entrées devient supérieure à celle avec une seule entrée durant la phase de déstockage. Ainsi, un séchoir à deux entrées augmente de débit d'air chaud à travers le lit thermique qui augmente l'énergie thermique stockée. Cette augmentation de l'énergie thermique stockée se traduit par l'augmentation de la différence de température durant le déstockage. En plus,

puisque le taux de renouvellement du flux d'air est plus important dans le séchoir avec deux entrées, il observé un épuisement plus rapide de la chaleur stockée par le lit.

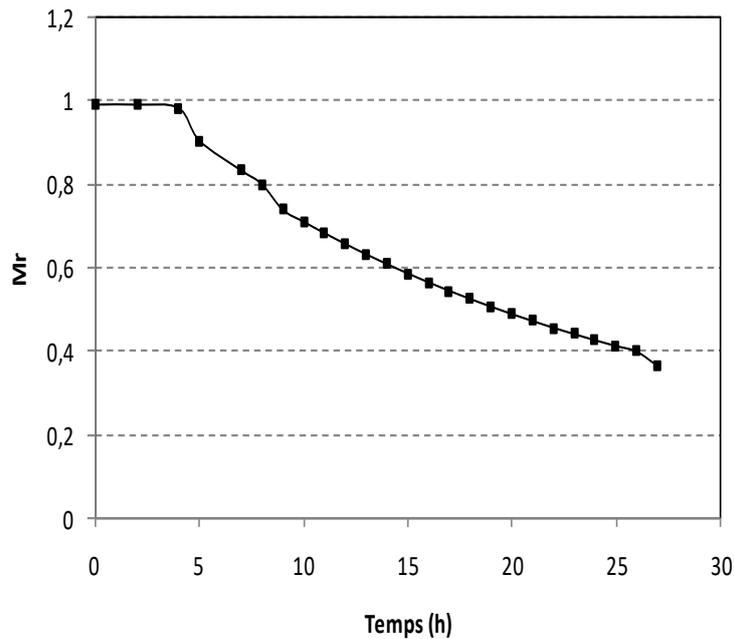


**Figure V. 16 :** Différence de température entre l'entrée et la sortie du lit thermique pour les deux cas avec une et deux entrées.

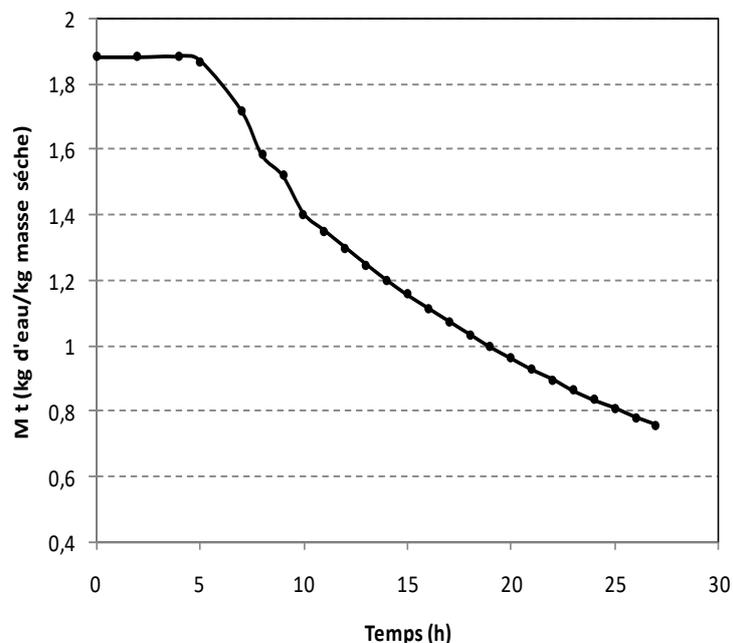
#### V.4.5. Teneur en humidité

Pour le processus de séchage des figes, la teneur initiale moyenne en humidité est d'environ 1,9 kg d'eau/kg de solides secs ( $M_0$ ) [71].

Les figures V. 18 et 19 représentent la variation du taux d'humidité  $Mr$  et la teneur en humidité  $M(t)$  dans les figes en fonction du temps dans le cas avec deux entrées. Il est constaté que le taux d'humidité et la teneur en humidité diminuent le long de la journée grâce à l'augmentation de la température des cultures durant la période ensoleillée. Pendant de la nuit, le processus de séchage est assuré à partir de la chaleur fournie par le lit thermique. La teneur en eau a diminué dans ce cas de 1,9 ( $MR = 1$ ) à 0,75 kg d'eau/kg de masse sèche ( $Mr=0,36$ ) sur une période de 21 heures.



**Figure V. 17 :** Taux d'humidité ( $Mr$ ) pour les figes en fonction du temps: cas à deux entrées.



**Figure V. 18 :** Teneur en humidité  $M(t)$  pour les figes en fonction du temps : cas à deux entrées.

## V. 5. Conclusion

Dans ce chapitre nous avons analysé d'une part l'influence de l'intégration d'un lit thermique dans le séchoir solaire et d'autre part l'influence de l'ajout d'une deuxième entrée d'air dans le séchoir. Les remarques suivantes peuvent être conclues:

- Le lit thermique réduit la différence de température entre les deux claies de séchage.

- L'utilisation d'un lit thermique d'une épaisseur de 0,05 m peut réduire le débit massique d'air jusqu'à 25 %. Une épaisseur plus élevée du lit thermique favorise le stockage de la chaleur et diminue la température maximale. Cependant, ce comportement devient moins sensible au-delà d'une épaisseur de 0,15 m. Une épaisseur de 0,15 m pour le lit thermique assure un meilleur stockage et prolonge le temps de fonctionnement du séchoir jusqu'à 19 %.
- La température du produit à sécher est directement proportionnelle à la porosité du lit thermique, en augmentant la porosité les maximums des températures sont de plus en plus importants. Les faibles porosités favorisent donc un fonctionnement du système de séchage durant la nuit.
- Les simulations du séchoir solaire avec lit thermique ont révélé que la distribution de la température de l'écoulement d'air n'est pas uniforme le long des claies de séchage, ce qui peut provoquer un séchage non homogène des produits finaux. Il est proposé d'ajouter une deuxième entrée d'air afin de rendre plus homogène la température au niveau des claies. Les résultats obtenus ont montré que le fonctionnement du séchoir avec deux entrées a permis d'améliorer les performances dynamiques et thermiques du séchoir solaire en augmentant le débit massique d'environ 18 % et en réduisant les fluctuations de température entre les deux côtés des claies de séchage jusqu'à 67 % par rapport au séchoir à une seule entrée.

Enfin, d'un point de vue transfert de masse, la configuration à deux entrées a permis d'obtenir une diminution de la teneur en eau de 1,9 ( $Mr=1$ ) à 0,75 kg d'eau / kg de masse sèche ( $Mr=0,36$ ) sur une durée de 21 heures.

## Conclusion générale

Le séchage est l'un des processus fondamentaux qui permet d'augmenter efficacement le temps de stockage des produits issus de l'industrie agro-alimentaire, c'est un procédé très énergivore. Cela, explique le recours à l'utilisation des séchoirs solaires qui connaissent un développement remarquable durant ces dernières années.

Dans ce contexte, l'objectif de cette thèse constitue une nouvelle contribution dans les études des séchoirs solaires. Il s'agit de mieux contrôler et améliorer les mécanismes du transfert thermo-convectif passif afin de trouver la conception optimale d'un séchoir solaire indirect à convection naturelle.

La première partie du travail consiste à étudier numériquement le comportement thermique et dynamique d'un séchoir solaire contenant une cheminée solaire et un absorbeur inversé. Il est destiné au séchage des produits agricoles, les figues par exemple. L'écoulement d'air est créé naturellement par l'absorbeur inversé et accéléré par la cheminée solaire. L'écoulement est considéré bidimensionnel, instationnaire et en régime turbulent. Le rayonnement solaire est pris pour une journée typique d'Aout sous les conditions climatique de Tlemcen (Algérie). La simulation numérique est assurée à l'aide du code de calcul ANSYS-FLUENT. D'après les résultats obtenus, les conclusions suivantes peuvent être tirées:

- L'utilisation d'une cheminée solaire sans stockage dans un séchoir solaire peut augmenter le débit massique et améliorer le taux de ventilation de l'air jusqu'à 5 %. Cependant, l'intégration d'un matériau de stockage dans la cheminée solaire peut améliorer le débit massique jusqu'à 32 % pendant la nuit.
- L'augmentation de la taille d'entrée accélère l'extraction de l'air à travers le séchoir et donc une élévation du débit de 13 à 18,69 % en augmentant graduellement la taille d'entrée d'air de 0,04 à 0,10 m. Cependant, l'augmentation de la taille de l'entrée d'air entraîne une diminution de la température des cultures de 14,89 % pour une entrée de 0,10 m.
- En utilisant uniquement le granite comme élément de stockage thermique, on assure une circulation d'air correcte jusqu'à 24 h. Au delà de cet instant, la température de

l'air dans la chambre devient faible et donc insuffisante pour assurer le séchage. Il est donc nécessaire d'inclure un lit thermique avec une épaisseur appropriée à l'intérieur.

- L'objectif de la deuxième partie est d'étudier l'effet d'intégration d'un lit thermique en gravier comme unité de stockage thermique dans la chambre de séchage sur le comportement dynamique et thermique de l'air de séchage. Après analyse, les remarques suivantes peuvent être conclues : Le lit thermique réduit la différence de température entre les deux claies de séchage.
- L'utilisation d'un lit thermique d'une épaisseur de 0,05 m peut réduire le débit massique d'air jusqu'à 25 %. Une épaisseur plus élevée du lit thermique favorise le stockage de la chaleur et diminue la température maximale. Cependant, ce comportement devient moins sensible au-delà d'une épaisseur de 0,15 m. Une épaisseur de 0,15 m pour le lit thermique assure un meilleur stockage et prolonge le temps de fonctionnement du séchoir jusqu'à 44,59 %.
- La température du produit à sécher est directement proportionnel à la porosité du lit thermique, en augmentant la porosité les maximums des températures sont de plus en plus importants. Les faibles porosités favorisent donc un fonctionnement du système de séchage durant la nuit.
- Les simulations du séchoir solaire avec lit thermique ont révélé que la distribution de la température de l'écoulement d'air n'est pas uniforme le long des claies de séchage, ce qui peut provoquer un séchage non homogène des produits finaux. Il est proposé d'ajouter une deuxième entrée d'air afin de rendre plus homogène la température au niveau des claies. Les résultats obtenus ont montré que le fonctionnement du séchoir avec deux entrées a permis d'améliorer les performances dynamiques et thermiques du séchoir solaire en augmentant le débit massique d'environ 18 % et en réduisant les fluctuations de température entre les deux côtés des claies de séchage jusqu'à 67 % par rapport au séchoir à une seule entrée.
- Enfin, d'un point de vue transfert de masse, la configuration à deux entrées a permis d'obtenir une diminution de la teneur en eau de 1,9 ( $M_r=1$ ) à 0,75 kg d'eau / kg de masse sèche ( $M_r=0,36$ ) sur une durée de 21 heures.

Comme perspectives, le présent travail devrait avoir plusieurs issues, à savoir :

- Tenir compte du transfert massique afin d'avoir des résultats plus réaliste.

- L'aspect expérimental est très important, une réalisation expérimentale aurait apporté un certain nombre de réponses sur la structure des écoulements au sein de la chambre de séchage.
- Utilisation de nouveaux matériaux de stockage plus performants, comme les matériaux à changement de phases.

---

# Références

---

1. Programme alimentaire mondial, P.a. *Faits et chiffres sur la faim*. 2018 : <https://fr.wfp.org/faim/faits-et-chiffres>.
2. Nations Unies, <https://www.un.org/development/desa/fr/news/population/world-population-prospects-2017.html> . 21 juin 2017, New York
3. Gustafsson, J., et al., *The methodology of the FAO study: Global Food Losses and Food Waste-extent, causes and prevention*''-FAO, 2011, 2013, SIK Institutet för livsmedel och bioteknik.
4. SPORE, *Post-harvest management. Adding value to crops. The magazine for agricultural and rural development in ACP countries*.<http://spore.cta.int.>, 2011. N° **152**.
5. Stambouli, A.B., *Promotion of renewable energies in Algeria: strategies and perspectives*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011. **15**(2): p. 1169-1181.
6. *2010 Survey of Energy Resources* World Energy Council , London, 2010.
7. Norton, T. and D.-W. Sun, *Computational fluid dynamics (CFD)—an effective and efficient design and analysis tool for the food industry: a review*. Trends in Food Science & Technology, 2006. **17**(11): p. 600-620.
8. Mathioulakis, E., V. Karathanos, and V.G. Belessiotis, *Simulation of air movement in a dryer by computational fluid dynamics: application for the drying of fruits*. Journal of food engineering, 1998. **36**(2): p. 183-200.
9. Mirade, P.-S., *Prediction of the air velocity field in modern meat dryers using unsteady computational fluid dynamics (CFD) models*. Journal of food engineering, 2003. **60**(1): p. 41-48.
10. Ekechukwu, O.V., *Review of solar-energy drying systems I: an overview of drying principles and theory*. Energy Conversion and Management, 1999. **40**(6): p. 593-613.
11. Belessiotis, V. and E. Delyannis, *Solar drying*. Solar Energy, 2011. **85**(8): p. 1665-1691.

12. Ekechukwu, O.V. and B. Norton, *Review of solar-energy drying systems III: low temperature air-heating solar collectors for crop drying applications*. Energy Conversion and Management, 1999. **40**(6): p. 657-667.
13. Sharma, A., C.R. Chen, and N. Vu Lan, *Solar-energy drying systems: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2009. **13**(6): p. 1185-1210.
14. Fudholi, A., et al., *Review of solar dryers for agricultural and marine products*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2010. **14**(1): p. 1-30.
15. El-Sebaili, A.A. and S.M. Shalaby, *Solar drying of agricultural products: A review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012. **16**(1): p. 37-43.
16. Ekechukwu, O.V. and B. Norton, *Design and measured performance of a solar chimney for natural-circulation solar-energy dryers*. Renewable Energy, 1997. **10**(1): p. 81-90.
17. Afriyie, J.K. and A. Bart-Plange, *Performance Investigation of a Chimney-Dependent Solar Crop Dryer for Different Inlet Areas with a Fixed Outlet Area*. ISRN Renewable Energy, 2012. **2012**: p. 9.
18. Hammou, A., et al., *Etude théorique d'un absorbeur poreux*. Revue générale de thermique, 1988. **27**(324): p. 661-666.
19. Chen, W. and M. Qu, *Analysis of the heat transfer and airflow in solar chimney drying system with porous absorber*. Renewable Energy, 2014. **63**: p. 511-518.
20. Lingayat, A., V. Chandramohan, and V. Raju, *Design, development and performance of indirect type solar dryer for banana drying*. Energy Procedia, 2017. **109**: p. 409-416.
21. Dejchanchaiwong, R., et al., *Mathematical modeling and performance investigation of mixed-mode and indirect solar dryers for natural rubber sheet drying*. Energy for Sustainable Development, 2016. **34**: p. 44-53.
22. Bhattacharyya, T., R. Anandalakshmi, and K. Srinivasan, *Heat Transfer Analysis on Finned Plate Air Heating Solar Collector for its Application in Paddy Drying*. Energy Procedia, 2017. **109**: p. 353-360.
23. Gulcimen, F., H. Karakaya, and A. Durmus, *Drying of sweet basil with solar air collectors*. Renewable Energy, 2016. **93**: p. 77-86.
24. Jain, D., *Modeling the system performance of multi-tray crop drying using an inclined multi-pass solar air heater with in-built thermal storage*. Journal of food engineering, 2005. **71**(1): p. 44-54.

25. PO, E., *Analyzes of solar chimney design*, in *Department of Energy and Process Engineering* 2011, Norwegian University of Science and Technology.
26. Al-Neama, M. and I. Farkas, *Influencing of solar drying performance by chimney effect*. HUNGARIAN AGRICULTURAL ENGINEERING, 2016(30): p. 11-16.
27. Ferreira, A.G., et al., *Technical feasibility assessment of a solar chimney for food drying*. Solar Energy, 2008. **82**(3): p. 198-205.
28. Kant, K., et al., *Thermal energy storage based solar drying systems: a review*. Innovative Food Science & Emerging Technologies, 2016. **34**: p. 86-99.
29. Mohanraj, M. and P. Chandrasekar, *Performance of a forced convection solar drier integrated with gravel as heat storage material for chili drying*. Journal of Engineering Science and Technology, 2009. **4**(3): p. 305-314.
30. K. Sakuta, J.T., S. Sawata, T. Tanaka and T. Horigome, *Energy Developments in Japan*, 1979. **1**: p. 267-275.
31. Chandra, R., V. Goel, and B. Raychaudhuri, *Performance comparison of two-pass modified reverse flat-plate collector with conventional flat-plate collectors*. Energy Conversion and Management, 1983. **23**(3): p. 177-184.
32. Goel, V., R. Chandra, and B. Raychaudhuri, *A study on the performance of a two-absorber reverse flat-plate collector*. Energy Conversion and Management, 1987. **27**(4): p. 335-341.
33. Goyal, R. and G. Tiwari, *Performance of a reverse flat plate absorber cabinet dryer: a new concept*. Energy Conversion and Management, 1999. **40**(4): p. 385-392.
34. Goyal, R. and G. Tiwari, *Parametric study of a reverse flat plate absorber cabinet dryer: a new concept*. Solar Energy, 1997. **60**(1): p. 41-48.
35. Jain, D., *Modeling the performance of the reversed absorber with packed bed thermal storage natural convection solar crop dryer*. Journal of food engineering, 2007. **78**(2): p. 637-647.
36. Vijay R. Khawale, S.T., *Modeling the Performance of Multi-Pass Solar Crop Dryer with Reversed Absorber*. International Journal of Science and Engineering Investigations, February 2017. **6**(61).
37. Prakash, O., et al., *Review on various modelling techniques for the solar dryers*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **62**: p. 396-417.
38. Maia, C.B., et al., *Simulation of the airflow inside a hybrid dryer*. International Journal of Research and Reviews in Applied Sciences, 2012. **10**(3): p. 382-389.

39. Böhner, M., et al., *Improving the airflow distribution in a multi-belt conveyor dryer for spice plants by modifications based on computational fluid dynamics*. Biosystems engineering, 2013. **115**(3): p. 339-345.
40. Hughes, B.R. and M. Oates, *Performance investigation of a passive solar-assisted kiln in the United Kingdom*. Solar Energy, 2011. **85**(7): p. 1488-1498.
41. Vintilă, M., A.G. Ghiauş, and V. Fătu, *Prediction of air flow and temperature profiles inside convective solar dryer*. Bulletin of University of Agricultural Sciences and Veterinary Medicine Cluj-Napoca: Food Science and Technology, 2014. **71**(2): p. 188-194.
42. Arulanandam, S., K.T. Hollands, and E. Brundrett, *A CFD heat transfer analysis of the transpired solar collector under no-wind conditions*. Solar Energy, 1999. **67**(1-3): p. 93-100.
43. Amanlou, Y. and A. Zomorodian, *Applying CFD for designing a new fruit cabinet dryer*. Journal of food engineering, 2010. **101**(1): p. 8-15.
44. Darabi, H., et al., *Design a cabinet dryer with two geometric configurations using CFD*. Journal of Food Science and Technology, 2015. **52**(1): p. 359-366.
45. Misha, S., et al., *The prediction of drying uniformity in tray dryer system using CFD simulation*. International Journal of Machine Learning and Computing, 2013. **3**(5): p. 419.
46. Ghaffari, A. and R. Mehdipour, *Modeling and improving the performance of cabinet solar dryer using computational fluid dynamics*. International journal of food engineering, 2015. **11**(2): p. 157-172.
47. Romero, V., et al., *Simulation and validation of vanilla drying process in an indirect solar dryer prototype using CFD Fluent program*. Energy Procedia, 2014. **57**: p. 1651-1658.
48. YOSRI, S., *La promotion des produits agricoles de terroir*, 2014, INA.
49. Van den Berg, C., *Development of BET-like models for sorption of water on foods, theory and relevance*, in *Properties of water in foods*1985, Springer. p. 119-131.
50. Berg, C. and S. Bruin, *Water activity and its estimation in food systems: theoretical aspects*. 1981.
51. Weisser, H., *Influence of temperature on sorption equilibria*, in *Properties of water in foods*1985, Springer. p. 95-118.
52. Maroulis, Z., et al., *Application of the GAB model to the moisture sorption isotherms for dried fruits*. Journal of food engineering, 1988. **7**(1): p. 63-78.

53. Lewis, W.K., *The rate of drying of solid materials*. Industrial & Engineering Chemistry, 1921. **13**(5): p. 427-432.
54. Henderson, S., *Grain drying theory temperature effect of drying coefficient*. J. Agri. Eng. Res., 1961. **6**: p. 169-174.
55. Toğrul, İ.T. and D. Pehlivan, *Modelling of thin layer drying kinetics of some fruits under open-air sun drying process*. Journal of food engineering, 2004. **65**(3): p. 413-425.
56. Sharaf-Eldeen, Y.I., J. Blaisdell, and M. Hamdy, *A model for ear corn drying*. Transactions of the ASAE, 1980. **5**(4): p. 1261-1265.
57. Page, G.E., *Factors Influencing the Maximum Rates of Air Drying Shelled Corn in Thin layers*. 1949.
58. Wang, C. and R. Singh, *A single layer drying equation for rough rice*, 1978, ASAE paper.
59. Overhults, D., et al., *Drying soybeans with heated air*. Transactions of the ASAE, 1973. **16**(1): p. 112-0113.
60. Thompson, T., R. Peart, and G. Foster, *Mathematical simulation of corn drying—a new model*. Transactions of the ASAE, 1968. **11**(4): p. 582-0586.
61. Mujumdar, A.S. and A.S. Menon, *Drying of solids: principles, classification, and selection of dryers*. Handbook of industrial drying, 1995. **1**: p. 1-39.
62. Mujumdar, A.S., *Guide pratique du séchage industriel Application, principes, équipements et nouveau développement*. Sakamon Devahastin, Montréal Exegex Corporation, Quebec., 2000.
63. Bennamoun, L., *Reviewing the experience of solar drying in Algeria with presentation of the different design aspects of solar dryers*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2011. **15**(7): p. 3371-3379.
64. Percebois, J., *L'énergie solaire perspectives économiques*, 1975, France: Centre National de la Recherche Scientifique.
65. Kröll K., K.W., *Trocknen und Trockner in der Produktion, 3rd Volume, 574, Geschichtliche Entwicklung der Trocknungstechnik*. Springer Verlag, Berlin 1989.
66. Purohit, P., A. Kumar, and T.C. Kandpal, *Solar drying vs. open sun drying: A framework for financial evaluation*. Solar Energy, 2006. **80**(12): p. 1568-1579.
67. Esper, A. and W. Mühlbauer, *Solar drying-an effective means of food preservation*. Renewable Energy, 1998. **15**(1-4): p. 95-100.

68. Toshniwal, U. and S. Karale, *A review paper on solar dryer*. International Journal of Engineering and Research and Applications, 2013. **3**(2).
69. Mwithiga, G. and S.N. Kigo, *Performance of a solar dryer with limited sun tracking capability*. Journal of food engineering, 2006. **74**(2): p. 247-252.
70. Trivittayasil, V., et al., *Prediction of surface temperature of figs during infrared heating and its effect on the quality*. Biosystems engineering, 2014. **122**: p. 16-22.
71. Babalis, S.J., et al., *Evaluation of thin-layer drying models for describing drying kinetics of figs (Ficus carica)*. Journal of food engineering, 2006. **75**(2): p. 205-214.
72. [www.meteoblue.com/fr/meteo/prevision/semaine/lemcen%20zenata\\_alg%C3%A9rie\\_6296381](http://www.meteoblue.com/fr/meteo/prevision/semaine/lemcen%20zenata_alg%C3%A9rie_6296381)., 2018.
73. Capderou M., *Atlas solaire de l'Algérie, tome 2: Aspect énergétique*. 1985. **Edition n°2075**.
74. Chen, W. and W. Liu, *Numerical analysis of heat transfer in a passive solar composite wall with porous absorber*. Applied Thermal Engineering, 2008. **28**(11-12): p. 1251-1258.
75. Watmuff, J., W. Charters, and D. Proctor, *Solar and wind induced external coefficients-solar collectors*. Cooperation Méditerranéenne pour l'Energie Solaire, 1977: p. 56.
76. Swinbank, W.C., *Long-wave radiation from clear skies*. Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society, 1963. **89**(381): p. 339-348.
77. Scott, G.M., *Computational fluid dynamics for the food industry*. Food Technology International Europe, 1994: p. 49-51.
78. Scott, G. and P. Richardson, *The application of computational fluid dynamics in the food industry*. Trends in Food Science & Technology, 1997. **8**(4): p. 119-124.
79. Quarini, J., *Paper 2: Applications of computational fluid dynamics in food and beverage productions*. Food Science and Technology Today, 1995. **9**: p. 234-236.
80. Patankar, S., *Numerical heat transfer and fluid flow*1980: CRC press.
81. Patankar, S.V. and D.B. Spalding, *A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows*. International Journal of Heat and Mass Transfer, 1972. **15**(10): p. 1787-1806.
82. Mathur, J. and S. Mathur, *Summer-performance of inclined roof solar chimney for natural ventilation*. Energy and Buildings, 2006. **38**(10): p. 1156-1163.

- 
83. Bal, L.M., S. Satya, and S. Naik, *Solar dryer with thermal energy storage systems for drying agricultural food products: A review*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2010. **14**(8): p. 2298-2314.

---

# Annexe

---

## Sommaire

1. Publications internationales .....	2
2. Communications nationale et internationale.....	2

## 1. Publications internationales

- Khaldi, S., Korti, A. N., & Abboudi, S. (2017). Applying CFD for Studying the Dynamic and Thermal Behavior of Solar Chimney Drying System with Reversed Absorber. *International Journal of Food Engineering*, 13(11).  
<https://www.degruyter.com/view/j/ijfe.2017.13.issue-11/ijfe-2017-0081/ijfe-2017-0081.xml>
- Khaldi, S., Korti, A. I. N., & Abboudi, S. (2017). Improving the Airflow Distribution Within an Indirect Solar Dryer by Modifications Based on Computational Fluid Dynamics. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 25(03), 1750022.  
<http://www.worldscientific.com/doi/abs/10.1142/S2010132517500225>

## 2. Communications nationale et internationale

- S. Khaldi, A.N. Korti. Effet de la hauteur du lit de stockage poreux sur l'évolution de la température de séchage. 16èmes Journées Internationales de Thermique, JITH 2013, 13-15 novembre, 2013. Marrakech, Maroc.
- S. Khaldi, A.N. Korti, S. Abboudi. Etude du comportement thermique d'un séchoir solaire ayant un absorbeur inversé et un lit poreux de stockage. 4èmes Journées d'Etudes Nationales de Mécanique 27 et 28 novembre 2013. Batna. Algérie.
- S. Khaldi, A.N. Korti. Etude numérique du comportement dynamique et thermique d'un séchoir solaire ayant un lit de stockage thermique. Premières Journées Internationales de Physique jipc1 16-17 décembre 2013. Constantine. Algérie.
- S. Khaldi, A.N. Korti, S. Abboudi. Numerical study of the dynamic and thermal behavior of a solar dryer having a reverse absorber and a porous bed for

---

storage.CONV-14: Int. Symposium On convective Heat and Mass transfer, Turkey  
June 8 – 13, 2014.

- S. Khaldi, A.N. Korti, S. Abboudi. Etude numérique du transfert de chaleur par convection naturelle dans d'un séchoir solaire. 3ème séminaire sur les technologies mécaniques avancées 08 et 09 novembre 2014. Tlemcen. Algérie.
- S. Khaldi, A.N. Korti, S. Abboudi. Effect of finned-tube on the enhancement of melting process of PCM in eccentric cylinders. 4th International Conference on Renewable Energy: Generation and Applications, ICREGA 2016, Belfort, France.