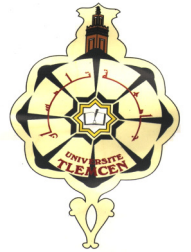


REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DES ETUDES SUPERIEURES
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABOU-BEKR BELKAID-TLEMEN



Mémoire

Présenté à
La Faculté de Technologie – Département de Génie mécanique

Pour obtenir

LE DIPLOME DE MAGISTERE ENERGETIQUE

Option : Machines thermiques

Par

BENSEDDIK ABDELLOUAHAB

Thème :

**Modélisation et simulation du séchage de la
figue par des séchoirs solaires indirects
fonctionnant en convection forcée.**

Soutenu le 06 Juillet 2011 Devant le jury composé par Messieurs :

Omar SEBANNE	Université Abou-Bakr Belkaïd - Tlemcen	Président
Ahmed AZZI	Université Abou-Bakr Belkaïd - Tlemcen	Directeur
Abderrahmane ABENE	Université de Valenciennes et du Hainaut-Ambrésis	Co-Encadreur
Yahia KHADRAOUI	Université Abou-Bakr Belkaïd - Tlemcen	Examineur
Chakib SELADJI	Université Abou-Bakr Belkaïd - Tlemcen	Examineur

Dédicace

Grâce à Dieu tout puissant, je dédie ce modeste travail à tout les personnes qui m'ont aidé de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire de magister plus particulièrement :

- *A mes très chers parents, tout mon respect et affection en témoignage de leur soutien, sacrifice, patience, ainsi que pour leurs conseils et orientations dans ma vie.*
- *A mes très chers frères, mes sœurs.*
- *A toute ma famille.*
- *A tout mes enseignants.*
- *A tout mes amis.*

A tous ceux qui me sont chers et à ceux qui ont contribué à ma formation.

Benseddik Abdellouahab.

Remerciement

Je remercie ALLAH le Tout-puissant de m'avoir donné le courage, la volonté et la patience de mener à terme ce présent travail dans des meilleures conditions.

Je remercie vivement en premier lieu Monsieur Ahmed Azzi, mon directeur de mémoire de magister, qui par sa compétence, ses encouragements et son soutien moral a su m'informer, me conseiller, et me rendre de plus en plus autonome pour bien réaliser ce travail.

Je tiens à remercier également mon codirecteur de mémoire de magister Monsieur Abderahmane Abene, pour l'honneur qu'il m'a fait en me confiant ce travail et en acceptant de le codiriger dans le cadre de la convention entre notre université et l'Université de Valenciennes. J'ai eu la chance de profiter de son expérience, de ses grandes qualités humaines, pédagogiques et professionnelles.

Je remercie également Messieurs Noureddine Ghouali, Recteur de l'Université Abou-Bekr Belkaid - Tlemcen et Mohammed Ourak, Président de l'Université de Valenciennes, pour leur soutien et leur aide matérielle pour finaliser ce travail dans des meilleurs conditions.

Je remercie Monsieur Abdul Karim Salim Allaf, d'avoir m'accueillir au Laboratoire d'Étude des Phénomènes de Transfert et de l'Instantanéité : Agro-industrie et Bâtiment (LEPTIAB) de l'Université de La Rochelle et m'a diriger vers des perspectives pour bien développer ce présent travail grâce à sa compétence et son longue expérience dans ce domaine.

J'exprime mes sincères remerciements à monsieur Omar Sebanne, d'avoir accepté de présider le Jury de ce mémoire de magister.

Je remercie sincèrement Messieurs Yahya Khadraoui et CHakibe Selaadji Pour avoir bien voulu juger ce travail.

Enfin, j'adresse mes vives reconnaissances à tous les enseignants qui ont collaboré à notre formation spécialement le professeur Yahya Khadraoui qui nous a offert cette occasion de poursuivre nos études en post-graduation sans oublier mes collègues.

Résumé :

Un code de calcul permettant de simuler le séchage solaire en convection forcée de la figue. Ce code comporte deux parties essentielles; capteur solaire plan à air et celle du séchoir, tous les deux constituant la chaîne énergétique. Le premier sous-programme itératif développé détermine les performances thermiques instantanées du capteur plan à air. Le second, pour lequel les données d'entrée sont celles de sortie du premier, gère un modèle théorique à la fois mathématique et physique, qui repose sur les équations de conservation de chaleur et de masse dans le milieu poreux. Dans le modèle théorique développé nous avons introduit des formules tenant compte des différents paramètres affectés par le rétrécissement volumique du produit en cours de déshumidification.

Une détermination des isothermes de sorption a été menée, Les courbes d'adsorptions obtenues sont ensuite approchées par un modèle semi-empirique utilisable dans un modèle numérique d'un séchoir. Elles ont permis de déterminer les seuils des teneurs en eau finales.

Une autre étude expérimentale est indispensable pour simuler numériquement le processus de séchage, c'est la détermination de la cinétique de séchage dans des conditions contrôlables, nous avons pris l'équation élaboré par [Xanthopoulos, et al. ,2007].

Par la suite les deux corrélations ainsi obtenues sont introduites dans un programme écrit en Matlab afin d'étudier les performances de la chaîne énergétique (insolateur-séchoir) et d'étudier l'influence des paramètres intrinsèques (paramètres propre à la chaîne énergétique), et extrinsèques (paramètres aérothermique de l'air) sur le processus du séchage de la figue.

Mots clefs : Capteur solaire plan à air - Figue - Isothermes de sorption - Cinétiques de Séchage - transfert de chaleur – transfert de masse – convection forcé - rétrécissement volumique – différence fini – simulation numérique.

Abstract :

A computer code allowing to simulate solar drying in convection forced of figs. This code comprises two essential parts; solar air flat plate collector and that of the drier, all the two components the energy chain. The first developed iterative subroutine determines the instantaneous thermal performances of the plane sensor with air. The second, for which the data input are those of exit of the first, manages an at the same time mathematical and physical ideal model, which rests on the conservation equations of heat and mass in the porous environment. Into the developed theoretical model we introduced formulas taking account of the various parameters affected by shrinkage phenomenon of the product in the course of dehumidification during convective drying of food materials.

A determination of the isotherms of sorption was carried out; the curves of adsorptions obtained are then approached by a semi-empirical model usable in a numerical model of a drier. They made it possible to determine the thresholds of the final water contents.

Another experimental study is essential to numerically simulate the process of drying, it is the determination of the kinetics of drying under controllable conditions, we took the equation worked out by [Xanthopoulos, et al. ,2007].

Thereafter the two correlations thus obtained are introduced into a program written in Matlab in order to study the performances of the energy chain (solar collector-drier) and to study the influences of the intrinsic parameters (parameters clean with the energy chain), and extrinsic (parameters aérothermic of the air) on the process of the drying of figs.

Key words: solar flat Plate collector - Figs - Isotherms of sorption - Kinetics of Drying - transfer of heat - mass transfer - convection forced - shrinkage- difference finished - digital simulation.

المخلص :

تطوير برنامج حسابي عددي يسمح بمحاكاة التجفيف الشمسي الحراري في القسري للتين. هذا البرنامج يتكون من جزأين أساسيين؛ مجمع الطاقة الشمسية باستعمال الهواء و المجفف.

الجزء الأول من البرنامج التكراري المطور يحدد الأداء الحراري اللحظي لمجمع الطاقة الشمسية باستعمال الهواء. الجزء الثاني من البرنامج التكراري المطور يقوم بجميع الحسابات علي أساس النتائج النهائية للبرنامج الجزئي الأول، هذا الأخير يدير في الوقت نفسه نموذج نظري رياضي وفيزيائي، و الذي يعتمد على معادلات حفظ الطاقة والكتلة في البيئة التي يسهل اختراقها. في النموذج النظري المتقدم قدمت الصيغ مع مراعاة مختلف المعايير المتضررة من ظاهرة انكماش المنتج في سياق إزالة الرطوبة أثناء التجفيف. إجراء تحديد الأيسوثرم الامتصاصي و المنحنيات المحصول عليها تم تقريبها بنموذج شبه تجريبي والذي يمكن استخدامه في النموذج النظري. دراسة تجريبية أخرى هي كذلك ضرورية لمحاكاة عملية التجفيف عدديا ، فإن تحديد حركية التجفيف في ظل ظروف مسيطرة و تطوير معادلتها قد أجريت من طرف مجموعة بحث أخرى.

بعد ذلك تأخذ هذه المعادلات التي تم الحصول عليها وبالتالي يتم إدخالها في برنامج مكتوب بلغة ماتلاب من أجل دراسة أداء سلسلة الطاقة (مجمع الطاقة الشمسية، المجفف) ودراسة التأثيرات الجوهرية من المعلمات (معلمت متعلقة بسلسلة الطاقة)، و خارجية (معلمت من الهواء) على عملية تجفيف التين.

الكلمات الدالة : مجمع الطاقة الشمسية باستعمال الهواء - التين - ايسوثرم الامتصاص - حركية التجفيف - نقل الحرارة - نقل المادة - الحمل القسري -- التقلص الحجمي -- المحاكاة العددية.

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE I :ETAT DE L'ART SUR LE SECHAGE SOLAIRE	3
I.1 INTRODUCTION.....	3
I-2 LE SECHAGE	5
I-2.1 Historique	5
I-2.2 Séchage et énergie	5
I-2.3 Domaines d'utilisation.....	6
I-2.4 Les différents modes de séchage.....	7
I-3 SECHOIRS SOLAIRES	8
I-3.1 Introduction	8
I-3.2 Les différents principes de séchage solaire	9
I-3.2.1 Séchage en mode direct.....	10
I-3.2.1 Séchage en mode indirect.....	10
I-3.3.1 Mode direct et convection naturelle.....	12
I-3.3.2 Mode indirect et convection naturelle.....	13
I-3.3.3 Mode indirect et convection forcée	15
I-4 CINETIQUE DE SECHAGE.....	16
I-4.1 Phase transitoire.....	16
I-4.2 Phase de séchage à vitesse constante.....	16
I-4.3 Phase de séchage à vitesse décroissante.....	18
I.5 DEVELOPPEMENT DE LA MODELISATION MATHEMATIQUE DES TRANSFERTS LORS DU SECHAGE.....	18
I.5.1 Les modèles mathématiques	20
<i>I.5.1.1 La phase de séchage à vitesse constante.</i>	<i>21</i>
<i>I.5.1.2 La phase de séchage à vitesse décroissante.....</i>	<i>21</i>
I.6 CONCLUSION	31
CHAPITRE II : MODELISATION DES INSOLATEURS PLAN A AIR.....	32
II.1 INTRODUCTION	32
II.2. ETAT DE L'ART DES INSOLATEUR PLAN A AIR.....	33
II.2.1. Description	33
II.2.2. Analyse globale	34
II.2.2.1 Evolution de l'unité sélective.....	34
II.2.2.2 Evolution de l'absorbeur	34
II.2.2.3 Evolution de l'unité d'isolation	35

II.3. L'INSOLATEUR PLAN A AIR CHOISI	36
II.4. MODELISATION DE L'INSOLATEUR.....	37
II.5. PUISSANCE ABSORBEE.....	39
II.6. CALCUL DES PERTES THERMIQUE	40
II.6.1. Pertes à l'avant.....	41
II.6.2. Pertes à l'arrière.....	41
II.7 MODELISATION DES COEFFICIENTS D'ECHANGE THERMIQUE	42
II.7.1 Transfert conductif.....	43
II.7.2 Transfert convectif.....	42
II.7.2.1 Transfert convectif du au vent.....	42
II.7.2.2 Transfert convectif dans le dans la veine d'air mobile	43
II.7.3 Transfert radiatif.....	43
II.8. ALGORITHME DE CALCUL DES PERFORMANCES DE L'INSOLATEUR PLAN A AIR	44
II.9. CONCLUSION.....	48
CHAPITRE III : CARACTERISATION	49
III.1 INTRODUCTION	49
III.2 CARACTERISATION TECHNOLOGIQUE	49
III. 2.1 Equilibre entre l'humidité de l'air et le produit.....	49
➤ <i>Activité en eau d'un produit</i>	49
➤ <i>Teneur en eau</i>	51
➤ <i>Isothermes de sorption</i>	51
III. 2.2 Modélisation des isothermes de sorption.....	53
III. 2.3 Détermination de la chaleur isostérique de sorption	59
III.2.4 Modélisation des cinétiques de séchage.....	61
III.2.4.1 Courbes de séchage.....	61
III.2.4.2 Modèles théoriques de séchage en couche mince	61
III.3 CARACTERISATION PHYSIQUE	63
➤ III.3.1.1 Masses volumiques.....	63
➤ III.3.1.2 Conductivités thermiques	66
➤ III.3.1.3 Chaleur spécifique	67
III.4 CONCLUSION	68
CHAPITRE IV : DESCRIPTION ET MODELISATION DU SECHOIR.....	69
IV.1 INTRODUCTION.....	69
IV.2 MODELISATION DE L'UNITE DE SECHAGE.....	70
IV.2.1 Description.....	70

IV.2.2 Formulation mathématique	70
IV.2.2.1 Equations de masse et de la chaleur des deux phases du produit poreux	70
IV.2.2.1.1 Equation de conservation de la masse dans l'air.....	72
IV.2.2.1.2 Equation de conservation de la masse du produit.....	72
IV.2.2.1.3 Couplage des deux équations de conservation de la masse.....	73
IV.2.2.1.4 Equation de conservation de l'énergie dans l'air	73
IV.2.2.1.5 Equation de conservation de l'énergie dans le produit	75
IV.2.2.2 Echange entre l'air et les parois du séchoir	77
IV.2.2.2.1 Au niveau du lit de particules	77
IV.2.2.2.2 Entre deux lits de particules	78
IV.3 VITESSE DE SECHAGE.....	81
IV.4 COEFFICIENT D'ECHANGE THERMIQUE ET MASSIQUE DU PRODUIT	82
IV.4.1 Transfert internes	83
IV.4.1.1 Transfert internes de matière.....	83
IV.4.1.2 Transfert internes de chaleur	83
IV.4.2 Transfert externes.....	84
IV.4.2.1 Transfert externes de matière	84
IV.4.2.2 Transfert externe de chaleur.....	85
IV.5 COEFFICIENT D'ECHANGE THERMIQUE DANS L'ARMOIRE DE SECHAGE	85
IV.5.1 Echange entre l'air et la paroi intérieur de l'armoire de séchage.....	85
IV.5.2 Echange entre l'armoire de séchage et le milieu extérieur	86
Par conduction.....	86
Par convection	86
Par rayonnement.....	86
IV.6 PUISSANCE ECHANGEES PAR CHANGEMENT DE PHASE.....	87
IV.7 PERFORMANCE DU SECHOIR SOLAIRE.....	87
IV.8 CONCLUSION	87
CHAPITRE V : MODELISATION NUMERIQUE	88
V.1 INTRODUCTION	88
V.2 SYSTEME D'EQUATION A RESOUDRE	88
V.3 APPROXIMATION DES DERIVEES PARTIELLES PAR DIFFERENCES FINIES	88
V.4 DISCRETISATION DES EQUATIONS REGISSANT LE PROCESSUS DE SECHAGE	89
<i>Lit fin</i>	90
<i>Lit épais</i>	92
<i>Entre deux lits de particule</i>	94

V.5 ALGORITHME DE PROGRAMME QUI SIMULE LE COMPORTEMENT THERMIQUE DU SECHOIR.....	94
V.6 CONCLUSION	97
CHAPITRE VI : SIMULATION NUMERIQUE	98
VI.1 INTRODUCTION.....	98
VI.2 DETERMINATION DU COEFFICIENT MOYEN DE TRANSFERT D'HUMIDITE INTERNE PROPRE A LA FIGUE.	98
VI.2.1 Description.....	98
VI.2.2 Influence de la température, la vitesse d'air asséchant et l'épaisseur du lit sur le coefficient de transfert d'humidité interne <i>hmi</i>	101
VI.2.2.1 L'influence de la Température d'air asséchant.....	101
VI.2.2.2 L'influence de la vitesse d'air asséchant.....	102
VI.2.2.3 L'influence de l'épaisseur de lit de la figue.....	103
VI.3 PERFORMANCE DU CAPTEUR SOLAIRE PLAN A AIR.....	106
VI.4 PERFORMANCE DE L'UNITE DE SECHAGE	108
VI.4.1 Cinétique de séchage.....	108
VI.4.2 Hygrométrie de l'air asséchant.....	110
VI.4.2.1 <i>Température de l'air</i>	111
VI.4.2.2 <i>Humidité relative de l'air</i>	111
VI.4.2.3 <i>Teneur en eau de l'air</i>	112
VI.4.2.4 <i>Température du produit</i>	112
VI.4.3 Paramètres affectés par le phénomène de rétrécissement du produit en cours de séchage.....	113
VI.4.3.1 <i>La porosité apparente du lit</i>	113
VI.4.3.2 <i>Vitesse moyenne de l'air dans le lit</i>	113
VI.4.3.3 <i>Diamètre du produit (épaisseur du lit)</i>	114
VI.4.3.4 <i>Surface d'échange air-produit dans un lit</i>	115
VI.5 PERFORMANCE DE LA CHAINE ENERGETIQUE CAPTEUR-SECHOIR	116
VI.5.1 Ensoleillement naturel.....	116
VI.4.1.1. <i>Intensité du rayonnement reçu par le capteur plan à air</i>	117
VI.4.1.2. <i>Température ambiante et humidité relative durant la journée ensoleillée</i>	118
VI.5.2 Présentation des Profils dans le cas d'ensoleillement naturelle et au cas de l'appoint électrique.....	120
VI.5.2.1 <i>Teneur en eau à base sèche du produit</i>	120
VI.5.2.2 <i>Température de l'air</i>	122
VI.5.2.3 <i>Température du produit</i>	123

VI.5.2.4 Humidité relative de l'air	124
VI.5.2.5 Teneur en eau de l'air.....	125
VI.5.3 Rendement thermique du séchoir solaire.....	126
VI.6 INFLUENCE DES PARAMETRES CLIMATIQUES DE L'AIR ASSECHANT SUR LE SECHAGE DE LA FIGUE.....	127
VI. 6.1 Influence de la température de séchage	127
VI. 6.2 Influence du débit d'air asséchant.....	132
VI. 6.3 Influence de l'hygrométrie d'air asséchant	133
VI.7 EFFET DU FLUX SOLAIRE SUR LE SECHAGE DE LA FIGUE	136
VI.8 CONCLUSION	140
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVE	141
ANNEXE	144
ANNEXE A	144
CARACTERISTIQUES HYGROMETRIQUES ET PROPRIETE THERMOPHYSIQUE DE L'AIR ASSECHANT.....	144
ANNEXE B	146
LA FRACTION DU RAYONNEMENT SOLAIRE ABSORBEE PAR LE CAPTEUR SOLAIRE.....	146
A-B.1 Mouvements de la terre	146
A-B.2 Mouvement apparent du Soleil.....	147
A-B.3 Rayonnement global reçu par une surface inclinée	148
BIBLIOGRAPHIE	151

NOMENCLATURE

A_c	: surface de captation de l'insolateur plan à air	m^2
a_w	: activité en eau	-
Cp_b	: Chaleur massique du bois, $Cp_b = 2300$	$J/kg.K$
Cp_e	: Chaleur massique de l'eau dans le produit, $Cp_e = 4180$	$J/kg.K$
Cp_f	: Chaleur massique de l'air, voir l'annexe 2	$J/kg.K$
Cp_{fs}	: Chaleur massique du bois, $Cp_f = 1000$	$J/kg.K$
Cp_{pr}	: Chaleur massique du produit humide	$J/kg.K$
Cp_{prs}	: Chaleur massique du produit sec	$J/kg.K$
Cp_v	: Chaleur massique de la vapeur dans l'air	$J/kg.K$
D_V	: La diffusivité de l'humidité dans l'air de séchage	m^2/s
D_{app}	: diffusivité apparente de l'eau dans le produit	m^2/s
D_H	: diamètre hydraulique	m
e	: épaisseur de la veine d'air mobile	m
e_b	: épaisseur du bois	m
e_{is}	: épaisseur de l'isolant	m
e_l	: épaisseur du lit de particules	m
F'	: coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur	-
F_R	: coefficient global de transfert air-absorbeur	-
G_s	: débit massique surfacique	$kg/s.m^2$
H	: coefficient de transfert global à travers les parois du séchoir	W/m^2K
h_c	: coefficient de transfert de chaleur par convection	W/m^2K
h_{cp}	: coefficient d'échange par conduction à travers la paroi de l'armoire de séchage	W/m^2K
h_f	: l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur	W/m^2K
H_m	: coefficient de transfert de masse global	W/m^2K
h_{me}	: coefficient de transfert de masse externe	W/m^2K
h_{mi}	: coefficient de transfert de masse interne propre au produit	W/m^2K
h_r	: coefficient de transfert de chaleur entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant	W/m^2K
h_{rc}	: coefficient d'échange radiatif entre la paroi extérieur de l'armoire de séchage et la voûte céleste	W/m^2K
h_{vfpe}	: coefficient d'échange entre l'air et la paroi extérieur de l'armoire de séchage	W/m^2K
h_{vfpi}	: coefficient d'échange entre l'air et la paroi intérieur de l'armoire de séchage	W/m^2K
h_{vfpr}	: coefficient d'échange convectif ayant les mêmes propriétés	W/m^2K
h_{vv}	: coefficient d'échange convectif du au vent, entre la face inférieure de l'insolateur et l'air extérieur	W/m^2K
l_c	: largeur du capteur plan à air	m
l_s	: largeur de l'armoire de séchage	m
L_C	: longueur du capteur plan à air	m
L_S	: longueur de l'armoire de séchage	m
L_v	: chaleur latente de vaporisation de l'eau	J/kg
\dot{m}	: débit massique d'air	kg/s
\dot{m}_e	: débit d'eau évaporée du produit	$kg\ eau/s$
m_e	: masse d'eau évaporée	kg
M_h	: masse humide	kg

m_{pr}	: masse du produit continu dans une claie à l'instant t	kg
m_{prs}	: masse sèche du produit continu dans une claie	kg
M_s	: masse sèche	kg
N	: nombre de vitrage	-
N_{pr}	: nombre de produits frappés par l'air asséchant dans une claie	-
P_t	: pression atmosphérique	Pa
$P_{sat}(T_{pr})$: pression de vapeur d'eau saturante à la température T_{pr} de la surface	Pa
$P_V(T_{fs})$: pression partielle de vapeur d'eau dans l'air	Pa
P_{ev}	: puissance d'évaporation	W
P_u	: puissance utile	W
Q_u	: l'énergie utile emportée par le fluide caloporteur	W/m^2
Q_P	: déperditions thermiques par les différents modes de transfert vers le milieu ambiant	W/m^2
Q_{p1}	: quantité de chaleur perdue à l'avant	W/m^2
Q_{p2}	: quantité de chaleur perdue à l'arrière	W/m^2
Q_s	: l'énergie stockée dans les différentes parties de l'insolateur	W/m^2
Q_v	: puissance absorbée par la vitre	W/m^2
r	: Coefficient de corrélation	-
R	: constante des gaz parfaits	$J/mol.K$
R_V	: constante caractéristique de l'eau $R_V = 462$	$J/kg.K$
S_{fpr}	: surface moyenne de contact, entre l'air est le produit	m^2
t	: temps	t
T_1	: Température moyen de l'absorbeur	K
T_2	: Température de la plaque d'aluminium	K
T_a	: température ambiant	K
\hat{T}_a	: température équivalente extérieure	K
T_c	: température équivalente de la voute céleste	K
T_f	: température moyen de l'air dans la veine d'air mobile du capteur solaire	K
T_{fe}	: température de l'air à l'entrée du capteur solaire	K
T_{fs}	: température de l'air asséchant à la sortie du capteur solaire	K
T_{pe}	: température de la surface extérieure de l'armoire de séchage	K
T_{pi}	: température de la surface intérieure de l'armoire de séchage	K
T_{pr}	: température du produit	K
T_s	: température du solide	K
U_b	: coefficient de perte thermique à l'arrière de l'insolateur	W/m^2K
U_L	: le coefficient global de pertes thermique entre l'absorbeur et l'air extérieur	W/m^2K
U_t	: coefficient de perte thermique à l'avant de l'absorbeur	W/m^2K
V	: volume d'une particule de produit à sécher à l'instant t	m^3
V_{air}	: volume de l'air contenu dans un lit de particule du produit à sécher	m^3
V_l	: volume apparent du lit	m^3
V_r	: volume du produit	m^3
V_f	: vitesse de l'air dans la veine d'air mobile du capteur solaire et vitesse moyenne de l'air à proximité du produit dans le lit de particules	m/s

V_{fs}	: vitesse débitante de l'air asséchant dans le séchoir	m/s
v_V	: vitesse du vent	m/s
W	: tenure en humidité absolue de l'air	$kg \text{ vap eau}/kg \text{ as}$
w	: humidité absolue du produit à l'instant t à base humide	$kg \text{ eau}/kg \text{ Mh}$
X	: humidité absolue du produit à l'instant t à base sèche	$kg \text{ eau}/kg \text{ MS}$
X_0	: humidité absolue du produit initiale à base sèche	$kg \text{ eau}/kg \text{ MS}$
X_{eq}	: humidité absolue du produit à l'équilibre à base sèche	$kg \text{ eau}/kg \text{ MS}$
XR	: humidité absolue réduite du produit à l'instant t à base sèche	$kg \text{ eau}/kg \text{ MS}$

Nombres adimensionnels

NU	: nombre de Nusselt
Pr	: nombre de Prandtl
Re	: nombre de Reynolds
S_c	: nombre de Schmidt
Sh	: nombre de Sherwood

Lettre grecques

α_n	: coefficient d'absorptivité	-
τ_v	: coefficient de transivité du vitrage	-
β	: angle d'inclinaison du capteur	-
ε	: porosité apparente du lit de particule placées dans une claie du séchoir	-
ε_{pr}	: Porosité du produit	-
ε_n	: émissivité de l'absorbeur	-
ε_v	: émissivité de la vitre	-
σ	: constante de Stephan-Boltzmann	-
σ_f	: amplitude volumique de la source de masse d'air humide	W/m^3
σ_{pr}	: amplitude volumique de la source de masse du produit	W/m^3
σ_T	: amplitude volumique de la source de chaleur d'origine solaire	W/m^3
Φ	: quantité sans dimensions	-
Φ_g	: flux global reçus par l'isolateur	W/m^2
φ_{fs}	: humidité relative de l'air asséchant	%
η	: rendement thermique de l'isolateur	%
η_t	: rendement thermique du séchoir solaire	%
ρ_b	: masse volumique du bois	kg/m^3
ρ_f	: masse volumique de l'air	kg/m^3
ρ_{pr}	: masse volumique du produit à l'instant t	kg/m^3
λ_b	: les conductivités thermiques du bois	$W/m.K$
λ_f	: conductibilité de l'air à l'instant t	$W/m.K$
λ_{is}	: conductivités thermiques de l'isolant	$W/m.K$
μ_f	: viscosité dynamique de l'air à l'instant t	$kg/m.s$
ν_f	: viscosité cinématique de l'air à l'instant t	m^2/s

INTRODUCTION GENERALE

Introduction générale

L'énergie sous toutes ses formes, reste un des paramètres les plus prépondérants dans le développement et la croissance économique d'un pays. L'Algérie peut aspirer à un développement rapide et important, si on tient compte de ses réserves importantes de pétrole et du gaz. Néanmoins, et par suite des mutations économiques mondiales actuelles, le gouvernement algérien, s'est fixé comme priorité dans le domaine de la recherche et du développement, l'axe "Energies renouvelables".

En effet, il est impératif d'introduire de nouvelles notions qui sont d'actualité parmi lesquelles il y a la protection de l'environnement et l'économie d'énergie.

Les fruits et légumes sont des produits très riches en vitamines diverses et sels minéraux et constituent une source importante de ces nutriments pour l'alimentation humaine. La plupart de ces produits sont récoltés avec une humidité très élevée. Ils sont périssables car ils sont sujets à des contaminations diverses (moisissures, microbes, etc.) et doivent donc être vendus/consommés frais dans un délai très court. A défaut de cela, ils se détériorent et deviennent impropres à la consommation. Par ailleurs, dans les campagnes, les producteurs de fruits et légumes qui vivent de leurs petites parcelles de terrain, sont sujets aux fluctuations du marché, notamment lors des saisons de production où les prix baissent jusqu'à rendre la production déficitaire.

Sécher permet à ces entrepreneurs ruraux d'allonger la durabilité des produits, de diminuer les pertes (qui peuvent parfois dépasser 50% de la production) et d'ajouter de la valeur à leurs produits, l'utilisation des séchoirs à air chaud avec un très haut pouvoir de chauffage sont utiles, cependant leur consommation en énergie demeure trop élevée. Chaque pays a donc intérêt à tenir compte des sources d'énergies de remplacement. C'est pour cette raison que le séchage solaire présente un tel intérêt pour les pays en voie de développement.

En Algérie, les fruits tels que : figes, raisins, prunes etc.. sont traditionnellement séchés en les exposant directement au soleil. Néanmoins ce mode de séchage présente des inconvénients du fait que le produit obtenu est de qualité médiocre, et généralement contaminé par des poussières et insectes et parfois endommagé par des intempéries. Pour éviter ces inconvénients, il est souhaitable et bien avantageux d'utiliser des systèmes de séchoirs solaires pour sauvegarder la qualité organoleptique du produit tout en profitant de cette source énergétique gratuite.

L'Algérie de par sa situation géographique (située entre le 19ème et le 38ème parallèle nord), constitue sur le globe terrestre une zone particulièrement bien ensoleillée. Aussi les moyennes annuelles d'ensoleillement varient entre 2600 h/an dans le Nord à 3500 h/an dans le Sud ainsi que le potentiel énergétique est très important. En moyenne annuelle, il dépasse les 5 kWh/m²/jour au nord pour atteindre les 7 kWh/m²/jour [Mefti et al. ,1999]. Tout le problème est de piéger cette énergie solaire direct au lieu de laisser se dissiper, et d'en piéger le maximum. C'est le rôle du capteur solaire, simple dont sont principe, mais élaboré dans sa technique.

L'étude de cette chaîne énergétique comportera donc deux volets, le premier concernant l'insolateur plan qui sert à convertir l'énergie solaire rayonnante incidente en énergie thermique, cette énergie étant véhiculée par un fluide caloporteur (air), le second concernant l'armoire de séchage où nous disposons le produit à sécher étalé sur des claies en grilles perforées superposées.

Notre travail se compose de ces six chapitres suivants:

- Le premier est une étude bibliographique sur les recherches effectuées dans le domaine de séchage, en particulier le séchage solaire. Une grande partie traite de la théorie du séchage en présentant les différentes lois fondamentales, les phénomènes physiques internes et externes au produit.

- Le deuxième chapitre est consacré à une étude théorique détaillée des échanges (radiatif, conductif et convectif) au niveau de l'insolateur plan seul. En partant des données météorologiques et des caractéristiques thermophysiques et dynamiques de l'air, grâce à un programme de calcul à itération qui nous développons, nous pouvons déterminer les performances thermiques de sortie de cet insolateur.
- Le troisième chapitre présente le développement des résultats expérimentaux de séchage effectués dans d'autres laboratoires dont nous avons besoin. Il décrit les lois expérimentales de séchage du produit agroalimentaire, qui sont utilisées lors de la modélisation du séchoir. Un modèle numérique est utilisé, intègre les différentes corrélations mises au point pour la reconstitution théorique des courbes. Il présente les isothermes de sorption et la cinétique de séchage de la figue et leurs modélisations pour différentes conditions de séchage tel que la température, la vitesse, et l'humidité absolue de l'air.
- Le quatrième chapitre présente la modélisation mathématique des transferts de chaleur et de masse dans l'armoire de séchage, en s'appuyant sur les équations de conservation de la chaleur et de masse. Nous tenons compte dans ce modèle des variations des propriétés thermophysiques de l'air et de produit avec leurs températures et leurs humidités absolues. Nous tenons compte du rétrécissement volumique du produit au cours de son séchage qui affecte, non seulement la surface de contact air-produit mais aussi l'épaisseur et la porosité du lit de particules ainsi que la vitesse de l'air dans celui-ci. Nous tenons compte enfin des pertes à travers les parois du séchoir qui affectent les valeurs de la température de l'air à sa traversée, et par conséquent retarde le processus de séchage.
- Le cinquième chapitre est consacré à la discrétisation des équations régissant le processus de séchage et sa résolution numérique.
- Le sixième chapitre, comporte deux partis : la première explicite la détermination semi-empirique des coefficients de migration de l'eau interne propre aux nos produit agroalimentaire (Figues non coupées) en couche mince, en fonction de la température de séchage, de la vitesse et l'humidité absolue de l'air. La seconde partie est consacrée à la simulation numérique du processus de séchage, nous étudions l'influence de plusieurs paramètres aérothermiques d'une part et celles du produit séché d'autre part, en même temps au cours de séchage. tel que la température de séchage, la durée de séchage, la teneur en eau finale du produit...etc, en prise en considération du phénomène de rétrécissement, sont toutes des grandeurs qui permettent de caractériser le comportement cinétique de la figue lors d'un processus de séchage. Ainsi, pour un débit d'air chaud fixe, on a étudié l'influence de la température de l'air asséchant, de la teneur en eau initiale du produit et de la masse initiale du produit, sur la cinétique de séchage de la figue.

CHAPITRE I

ETAT DE L'ART SUR LE SECHAGE SOLAIRE

I.1 INTRODUCTION	3
I-2 LE SECHAGE.....	5
I-2.1 Historique.....	5
I-2.2 Séchage et énergie	5
I-2.3 Domaines d'utilisation.	6
I-2.4 Les différents modes de séchage.	7
I-3 SECHOIRS SOLAIRES.....	8
I-3.1 Introduction.....	8
I-3.2 Les différents principes de séchage solaire.....	9
I-3.2.1 Séchage en mode direct.....	10
I-3.2.1 Séchage en mode indirect	10
I-3.3.1 Mode direct et convection naturelle	12
I-3.3.2 Mode indirect et convection naturelle.....	13
I-3.3.3 Mode indirect et convection forcée.....	15
I-4 CINETIQUE DE SECHAGE.	16
I-4.1 Phase transitoire.	16
I-4.2 Phase de séchage à vitesse constante.	16
I-4.3 Phase de séchage à vitesse décroissante.....	18
I.5 DEVELOPPEMENT DE LA MODELISATION MATHEMATIQUE DES TRANSFERTS LORS DU SECHAGE.	18
I.5.1 Les modèles mathématiques.....	20
I.5.1.1 <i>La phase de séchage à vitesse constante.</i>	21
I.5.1.2 <i>La phase de séchage à vitesse décroissante.</i>	21
I.6 CONCLUSION.....	31

CHAPITRE I

ETAT DE L'ART SUR LE SECHAGE SOLAIRE

I.1 INTRODUCTION

Le séchage et tout particulièrement le séchage au soleil est l'une des plus anciennes techniques de conservation des produits agroalimentaires utilisée par l'homme. Elle consiste en l'exposition du produit aux rayons du soleil et à l'air libre.

Cependant, cette méthode présente plusieurs inconvénients ; un étalage direct aux rayons ultraviolets du soleil peut causer la détérioration des vitamines de ce produit. Mais, il est aussi exposé aux intempéries aux insectes et à la poussière.

Le but du séchage consiste à diminuer la teneur en eau des produits agroalimentaires jusqu'à des valeurs résiduelles inhibant le développement de tout micro-organisme permettant ainsi leur stockage dans des conditions ambiantes. Le développement scientifique et technologique a permis de diversifier et de mettre en œuvre plusieurs méthodes de séchage et plusieurs séchoirs. Outre le séchage des produits alimentaires, on peut citer des études sur le séchage d'autre produit, tels que le séchage des avivés de résineux de fortes épaisseurs [Remond, 2004], le séchage d'une couche de matériaux combustibles de forêt [Grishin, et al. ,2001], le séchage de bois [Mixwe, et al. ,1982] [Noves, et al. ,1990] [Ricardo, et al. ,2006], le séchage d'un produit emballé par un film polymère perméable aux molécules d'eau [Rodriguez, 2006], le séchage solaire des boues de stations d'épuration urbaines [Amadou, 2007] [Slim, 2007], le séchage artificiel du foin en balles [Morissette, 2006], le séchage des plantes aromatiques et médicinales [Iamharrar, et al. ,2005] [Idlimam, et al. ,2007] [Benhamou, et al. ,2008] [Bahloul, et al. ,2008] [Abdedou, et al. ,2008] [Hemis, et al. ,2008], le séchage des muscles de poisson [Pinto, et al. ,2006], le séchage de quelques matériaux de construction [Moropoulou, et al. ,2004], le Séchage du béton [Mensi, 1988], le séchage de l'argile [Mihoubi, et al. ,2002], le Séchage du brique [Ilic, et al. ,1989], le séchage de textile de tissu [Sousa, et al. ,2004], Le séchage du cuir [Naji, 2008]...etc.

On distingue deux grandes catégories de séchoirs solaires : les armoires de séchage vitrées (séchage direct) et les armoires de séchage non vitrées et reliées à un insolateur plan (séchage indirect). [Youcef-ali, 2001] a cité des chercheurs qui ont développé des équations empiriques de cinétique de séchage de riz disposé en couche mince, en convection naturelle. Ils sont utilisé à titre comparatif les deux procédés de séchage cités auparavant et ils ont conclu que le mode de séchage à armoire (non vitrée) reliée à un capteur solaire à air (séchage indirect), présente les meilleures performances et réduit les risques d'endommager le produit pendant les fortes intensités du soleil dans les pays tropicaux.

Le séchage des produits alimentaires à fait l'objet de plusieurs recherche, notamment: la figue [Stamatios, et al. ,2004] [Doymaz, 2005] [Xanthopoulos, et al. , 2007; 2009; 2010], la prune [Weitz, et al. ,1990] [Gail, et al. ,1996] [Sabarez, et al. ,1997] [Sabarez, et al. ,1999] [Matteoa, et al. ,2002] [Doymaz, 2004] [Ochoa, et al. , 2007], les raisins [Azzouz, et al. ,2002] [Fadhel, et al. ,2005] [Doymaz, et al. ,2006] [Ferradji, et al. ,2008] [Masmoudi, et al. ,2008] [Ramos, et al. ,2009], les raisins aspermes [Bennamoun, et al. ,2006] [Xiao, et al. ,2009], le abricot [Togrul, et al. ,2002] [Akpınar, et al. ,2004] [Bozkır, et al. ,2006], la pomme [Chiang, et al. ,1987] [Menges, et al. ,2006] [Białobrzewski, 2006] [Toujani, et al. ,2008], la Poires [Guiné, et al. ,2006], le fraise [El-Beltagy, et

al., 2007] [Shulyak, *et al.*, 2009] [Akbulut, *et al.*, 2009], le coing [Kaya, *et al.*, 2007] [Banu Koç, *et al.*, 2008], le banane [Queiroz, *et al.*, 2001] [Talla, *et al.*, 2001] [Talla, *et al.*, 2004] [Jannot, *et al.*, 2004] [Marcel, *et al.*, 2007], le mangue [Talla, *et al.*, 2001] [Janjai, *et al.*, 2008], le Kiwi [Kaya, *et al.*, 2008], la tomate [Movagharnejad, *et al.*, 2007] [Nadir, *et al.*, 2008], le oignon jaune [Ahmed-zaid, *et al.*, 1999], les haricots [Nitz, *et al.*, 2004] [G. Hashemi *et al.*, 2009], La spirulina (*Arthrospira platensis*) [Desmorieux, *et al.*, 2005] [Dissa, *et al.*, 2010], le pistache [Midilli, 2001] [Zangiabadi, *et al.*, 2007], la pomme de terre [Diamante, *et al.*, 1993] [Youcef-Ali, 2001] [Youcef-Ali, *et al.*, 2001] [Hassini, *et al.*, 2003 ; 2007] [Tripathy, *et al.*, 2009], le graine de colza (rapeseed) [Patil, *et al.*, 1989], le carotte [Techasena, *et al.*, 1992] [Medjoudj, *et al.*, 2008] [Berruti, *et al.*, 2009] [Kaya, *et al.*, 2009], le riz [Bala, *et al.*, 1994] [Dubey, *et al.*, 1996] [Abud-Archila, *et al.*, 2000] [Basunia, *et al.*, 2001] [Izadifar, *et al.*, 2006] [Naghavi, *et al.*, 2010], le Mais [Courtois, 1991] [Mourad, *et al.*, 2005; 2006] [Andriazafimahazo, *et al.*, 2009], le piment [Tasirin, *et al.*, 2007] [Boubeghal, *et al.*, 2008], un ensemble des fruits (abricots, raisins, pêches, figues et prunes) [Togrul, *et al.*, 2004], et beaucoup d'autres produits .

I-2 LE SECHAGE

Le séchage est une opération consistant à retirer une partie du solvant d'un corps, par vaporisation de ce solvant, le produit final dit « sec » étant obtenu sous une forme solide de taille variable, éventuellement de « solide divisé » ou de poudre. Le produit passe ainsi d'un état initial dit « humide », selon le cas solide ou liquide, jusqu'à un état final dit « solide sec », même s'il contient encore une teneur en eau (ou solvant) résiduelle ; Le solvant considéré est le plus souvent l'eau, les mêmes principes pouvant s'appliquer à d'autres solvants. Le séchage est une opération de « séparation thermique », dans le sens qu'il faut fournir l'énergie de vaporisation du solvant, pour qu'il quitte le produit sous forme de vapeur. En séchage, on devra donc s'intéresser à la fois aux transferts de matière et de chaleur couplés.

Diverses techniques existent pour séparer l'eau d'un produit, qui ne supposent pas forcément sa vaporisation – pressage, égouttage, essorage centrifuge, etc. – et qu'on appellera d'une façon générale « déshydratation ». Le séchage est donc une technique particulière de déshydratation, le terme de séchage étant réservé au cas de la séparation par vaporisation du solvant. [Vasseur, 2008]

I-2.1 Historique

Le séchage est une technique très anciennement utilisée pour la conservation des produits agricoles et alimentaires (céréales, graines, fourrages, viandes et poissons séchés, jambons, figues, noix, tabac, etc.), ou pour l'élaboration des matériaux (briques de terre sèche, céramiques, poterie avant cuisson, bois,...), ou pour les textiles (lavage, teinture,...) et les peaux. Pour ces applications traditionnelles, on fait encore beaucoup appel au séchage par l'air ambiant dit « naturel », le séchage dit « artificiel » avec apport d'énergie, n'étant qu'une technique complémentaire apportant une plus grande régularité face aux aléas climatiques, ou bien apportant de nouveaux services (lait sec ou café dits « instantanés », pâtes alimentaires sèches à longue conservation, etc.) [Vasseur, 2008].

I-2.2 Séchage et énergie

Afin de sécher un produit, liquide ou solide, il faut fournir de la chaleur, de l'énergie. Globalement on considère que les opérations de séchage consomment environ 15 % de l'énergie industrielle dans les pays développés. Cette part est importante et il faut essayer de trouver les moyens d'optimiser les procédés, dans une démarche économique mais aussi écologique.

Toutes les parties d'un même produit n'ont pas le même comportement vis à vis de l'eau. Cela varie aussi d'un produit à l'autre, suivant sa composition biochimique : certaines structures ou molécules retiennent l'eau plus que d'autres. Lorsque le produit est très humide, l'eau qu'il contient est qualifiée de "libre". Lors du séchage, l'eau libre se comporte comme de l'eau pure. Il suffit pour la vaporiser d'environ 2250 kJ/kg. Lorsque le produit est plus sec, l'eau est davantage retenue par celui-ci et on la qualifie de "liée". L'évaporation de cette eau est plus difficile et demande plus d'énergie.

Au cours du séchage c'est d'abord l'eau libre qui va être évaporée, puis l'eau de plus en plus liée : aussi la quantité d'énergie nécessaire pour vaporiser la même quantité d'eau augmente au cours du séchage [Angélique, 2002].

I-2.3 Domaines d'utilisation.

Si le séchage consomme autant d'énergie c'est qu'il intervient dans de nombreuses industries. Les produits concernés nous touchent souvent de près dans la vie de tous les jours. Le choix d'une opération de séchage peut être effectué pour diverses raisons:

- le produit humide se conserve mal.
- le liquide doit être enlevé pour le déroulement de la suite du procédé.
- l'enlèvement de l'eau donne la texture et structure finale du produit et constitue un étape à part entière du procédé.
- le coût du transport est plus élevé en présence de liquide.

Industrie agroalimentaire.

Une grande partie des aliments que nous consommons ont subi une opération de séchage. Le séchage peut être une étape nécessaire à la production du produit ou un rôle dans la conservation de l'aliment. Il existe pas moins de 200 types de séchoirs industriels dans le secteur alimentaire. On peut citer par exemple :

- les pâtes alimentaires
- la viande fumée : saucisson, jambon...
- les fromages : séchage dans une ambiance contrôlée
- le sucre cristallisé est obtenu par évaporation
- les légumes (pois,...) et fruits secs (pruneaux, raisins, abricots...)
- certains biscuits apéritifs sont produits par séchage à l'air chaud à partir d'une pâte de maïs
- les jus de fruits sont préparés à partir d'un concentré obtenu par vaporisation
- le sel (gisement minier) est concassé, dissout, épuré avant d'être essoré et enfin séché jusqu'à devenir du sel raffiné.
- la conservation de beaucoup de types de grains ou de végétaux est assurée par le séchage : café, cacao, riz et autres céréales, feuilles de thé, épices...
- Certains produits en poudre : cacao, lait,...

Industrie papetière.

Le papier est obtenu par séchage de la pâte à papier sur des rouleaux rotatifs chauffés.

Industrie du bois.

Le bois qui vient d'être abattu et scié contient un fort degré d'humidité qui interdit son utilisation immédiate dans les conditions correctes, sinon on s'expose à des changements de taille et de forme du bois.

Bouchons de liège.

Afin de garantir le meilleur vieillissement des vins, une attention toute particulière est portée à la qualité des bouchons de liège. Au cours de leur fabrication l'opération de séchage doit être parfaitement maîtrisée, au risque de donner un goût de moisi au vin.

Matériaux de construction.

- briques, carrelages,...

L'industrie céramique.

- assiettes, bols, plats...

La biotechnologie et l'industrie pharmaceutique.

- levure en poudre

- antibiotiques
- séchage de principes actifs sous forme de poudre avant pastillage.

Fonderie.

- séchage des noyaux qui assurent l'élaboration des formes intérieures des pièces obtenues par moulage.

I-2.4 Les différents modes de séchage.

On rencontre une grande diversité dans les modes de séchage :

- **Séchage conductif** : le produit est mis en contact avec des surfaces chaudes Exemples : le séchage de pommes de terre en flocons, pâte à papier
- **Séchage convectif** : on envoie sur le produit à sécher un courant gazeux chaud qui fournit la chaleur nécessaire à l'évaporation du liquide et entraîne la vapeur formée Exemples : le séchage de plantes aromatiques, de fruits, de grains, de boues d'épuration, de céramiques
- **Séchage par infra-rouges** : un rayonnement infra-rouge est appliqué sur le produit. Exemples : le séchage industriel des vernis et des peintures, du bois, des papiers, des pellicules photographiques, des cuirs, des textiles, des pâtes alimentaires; la dessiccation des légumes, des fruits, ...
- **Séchage par micro-ondes**
Exemples : séchage d'encre, séchage de peintures, séchage d'adhésifs, séchage sous vide de produits pharmaceutiques, ...
- **Séchage solaire** : l'énergie solaire est utilisée pour sécher le produit, nécessite un ensoleillement suffisant. Exemples : séchage de piments, de plantes médicinales et aromatiques, cacao, café, ...
- **Séchage par atomisation** : un liquide ou une suspension est dispersée sous forme de fines gouttelettes dans un courant d'air chaud
Exemples : fabrication du lait en poudre, d'engrais.

I-3 SECHOIRS SOLAIRES

I-3.1 Introduction

Le développement des énergies renouvelables et tout particulièrement de l'énergie solaire à été envisagée sérieusement après 1973 car c'est une solution qui intègre les différentes problématiques liées au séchage à savoir de nécessaires économies d'énergie, une limitation de la pollution, une réponse à la dispersion géographique des lieux de séchage, une simplicité des techniques mises en œuvre [Rodriguez, 2006].

Le système de séchage par l'énergie solaire est l'une des applications les plus attachantes et les plus encourageantes dans les pays tropiques et subtropique. La plupart des peuples des pays tropicaux et méditerranés savent depuis longtemps tirer partie u soleil et du vent pour conserver ces produits grâce au séchage. En Algérie, les fruits tels que : abricots, raisins, figues, prunes etc. sont traditionnellement séchés en les exposant directement au soleil.

Néanmoins ce mode de séchage présente des inconvénients du fait que le produit obtenu est de qualité médiocre, et généralement contaminé par des poussières et insectes et parfois endommagé par des intempéries. Pour éviter ces inconvénients, il est souhaitable et bien avantageux d'utiliser des systèmes de séchoirs solaires pour sauvegarder la qualité organoleptique du produit tout en profitant de cette source énergétique gratuite. Cela démontre l'importance des études sur le séchage solaire pour parvenir à proposer des séchoirs qui puissent assurer une continuité dans la disponibilité de produits alimentaires de qualité, voire une certaine baisse des prix par une disponibilité plus importante dans le temps. Le séchage des produits agricoles représente donc une réponse valide au problème de la production saisonnière qui crée des excès dans certains périodes de l'année et des carences dans les autres.

plusieurs chercheurs présente un examen complet des diverses conceptions, des détails de construction et des principes opérationnels de large variété de conceptions pratiquement réalisées des systèmes de séchage à énergie solaire à été présenté [Ekechukwu, et al. ,1999] [Leon, et al. ,2002] [Sharma, et al. ,2009] [Fudholi, et al. ,2010].

Plusieurs étudiés ont été faits dans les pays tropiques et subtropiques pour développer les séchoirs solaires des produits agricoles. Fondamentalement, il y a quatre types de séchoirs solaires ; (1) séchoirs solaires directs, (2) séchoirs solaires indirects, (3) séchoirs mixed-mode et (4) séchoirs solaires hybrides [Fudholi, et al. ,2010].

I-3.2 Les différents principes de séchage solaire

Dans le séchage solaire, deux types de procédés sont généralement utilisés. Soit la matière à sécher reçoit directement l'énergie solaire, soit un dispositif solaire capte l'énergie solaire destinée à préchauffer de l'air qui circule ensuite sur les claies du séchoir. Dans le premier cas de figure on parlera de «séchage solaire direct» et dans le second cas de figure de « séchage solaire indirect » [Youcef-Ali, 2001] [Touati, 2008]. Quel que soit le procédé retenu, la chaleur fournie au produit diffuse à l'intérieur de ce dernier, entraînant une élévation de sa température, une migration de l'eau vers la surface du matériau et une évaporation de l'eau en surface. Pour éviter la saturation de l'air ambiant qui pourrait résulter de cette évaporation à la surface du produit, un renouvellement d'air est réalisé en assurant un écoulement d'air naturel ou forcé.

Ainsi, il semble logique de classer les séchoirs solaires en deux catégories. Les séchoirs fonctionnant en mode direct et les séchoirs fonctionnant en mode indirect et pour chacun de ces modes, il conviendra de distinguer le cas où l'écoulement de l'air s'effectue par convection naturelle ou par convection forcée.

I-3.2.1 Séchage en mode direct

Dans les régions rurales, le séchage solaire le plus pratique consiste à transférer les produits à sécher sur la terre ou sur les toits des maisons, comme par exemple, des grains, des fruits ou des légumes. Dans certains cas, Si le sol est compact et propre sous un arbre, le produit tombe par terre et il sèche à cet endroit.

Il est évident que cette technique n'est pas hygiénique et a pour conséquence la perte significative de produit, due particulièrement à la contamination par la saleté, la poussière, le vent, l'infestation par des insectes, la pluie et l'interférence animale. Le soleil intermittent et la mouillure par la pluie réduisent le taux de séchage ; notons qu'une surchauffe peut aussi détériorer le produit.

Une solution consiste alors à couvrir d'un plastique ou d'un verre les claies du séchoir, tout en assurant une circulation d'air naturelle. Les propriétés radiatives de la couverture choisie pour protéger le produit doivent satisfaire aux contraintes classiques favorisant l'effet de serre à savoir favoriser la récupération d'énergie solaire tout en limitant l'énergie radiative perdue par le produit.

Quelle que soit la conception envisagée, la mise en œuvre du séchage solaire en mode direct par convection naturelle reste limitée car il n'y a pas ou peu de contrôle du taux de séchage, celui-ci n'est pas uniforme, la capacité de séchage est faible et le rendement reste médiocre [Daguenet, 1985]. De plus, les surchauffes superficielles qui peuvent se produire facilement dans des régions arides dues à l'exposition excessive au soleil, tendent à entraîner une perte de qualité du produit. Ces surchauffes peuvent être limitées si l'on met en place un écoulement d'air par convection forcée.

I-3.2.2 Séchage en mode indirect

Comme nous l'avons mentionné précédemment, la qualité de séchage d'un produit (taux de séchage et aspect final du produit) est difficilement contrôlable lorsque l'on a recours au séchage par mode direct que ce soit en convection naturelle ou forcée. Pour pouvoir obtenir un produit séché selon certaines caractéristiques de température et d'humidité et donc à un taux d'humidité déterminé, on a alors recours à des dispositifs conçus pour que le séchage s'opère sous forme indirecte. Des capteurs solaires sont alors utilisés pour préchauffer l'air de séchage afin de contrôler ses

caractéristiques hygrométriques avant qu'il ne circule sur le produit (*Figure I.6 a*). Dans quelques cas de figures, alors que l'air est préchauffé dans le capteur, le produit à sécher est simultanément exposé au rayonnement solaire. On parle alors de séchage solaire sous mode mixte (*Figure I.6 b*) [*Simate, 2003*].

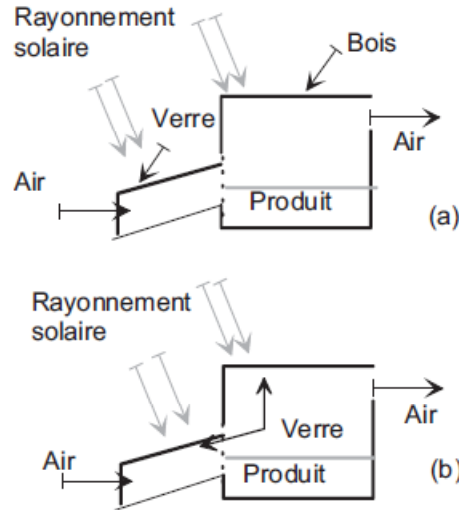
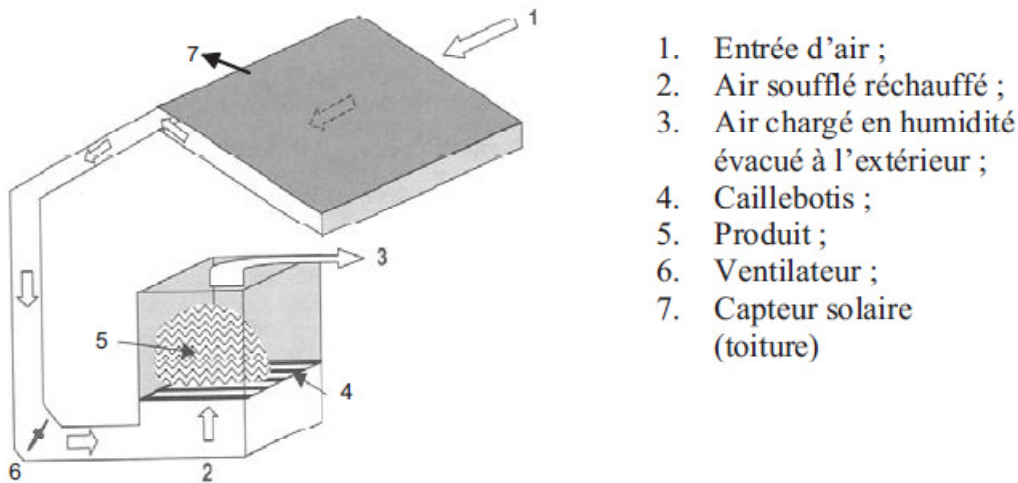


Figure I.6 : Séchage solaire en mode indirect (a) et en mode mixte (b) [*Rodriguez, 2006*]

En mode direct comme en mode indirect, lorsque la circulation de l'air est assurée par un ventilateur, l'écoulement de l'air par convection forcée apporte des améliorations au séchage par mode indirect et convection forcée est représenté sur la (*Figure I.7*) : d'abord, le rayonnement solaire sert à chauffer l'air à l'aide de capteurs, puis l'air est aspiré par un ventilateur et soufflé dans les claies perforée qui permet la libre circulation de l'air de bas en haut. Cet air est ensuite expulsé à l'extérieur.



1. Entrée d'air ;
2. Air soufflé réchauffé ;
3. Air chargé en humidité évacué à l'extérieur ;
4. Caillebotis ;
5. Produit ;
6. Ventilateur ;
7. Capteur solaire (toiture)

Figure I.7 : Schéma de principe d'une installation de séchage avec apport solaire à convection forcée [*Rodriguez, 2006*].

I-3.3 Quelques exemples de conception de séchoirs solaires

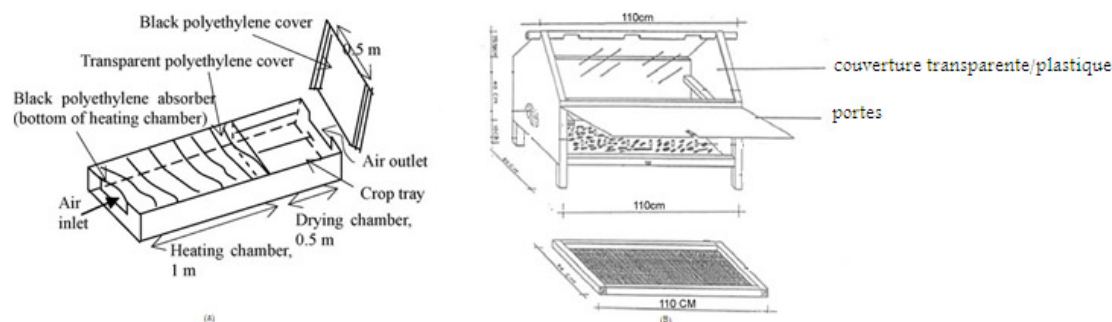
Comme nous l'avons vu, tous les dispositifs développés pour le séchage solaire sont basés sur l'établissement d'un courant d'air chaud sur les produits à sécher. Les principaux éléments qui composent les séchoirs solaires sont donc les suivants :

1. L'espace de séchage où l'on dispose le produit à sécher ;
2. Le dispositif de transfert de l'énergie solaire à l'air de séchage et/ou au produit ;
3. Une conception garantissant l'écoulement de l'air de séchage ;
4. L'unité de stockage de chaleur (facultative) ;
5. L'équipement de mesure et de contrôle (facultative) ;
6. Les éléments annexes tels que les conduites et autres accessoires.

Le design et les pièces du séchoir solaire dépendent de la quantité, du type, et de la classification du produit ou du matériel à sécher. La recherche au cours des 30 dernières années a permis de mettre l'accent sur les conditions qui contribuent à améliorer le processus de séchage en augmentant par exemple la quantité d'énergie solaire récupérée grâce à l'effet de serre ou en améliorant l'écoulement et donc le transport d'énergie par l'air de séchage notamment en accentuant l'effet de cheminée par exemple pour le séchage par convection naturelle [Rodriguez, 2006].

I-3.3.1 Mode direct et convection naturelle

Si l'on exclut le séchage in situ de produits agricoles, le séchoir solaire le plus simple en terme de conception comporte un espace de séchage et un dispositif de transfert de l'énergie solaire au produit favorisant l'effet de serre. Le séchage est effectué grâce au rayonnement solaire et grâce à la différence de pression de vapeur d'eau entre le produit et l'air ambiant. Ce type de séchoir est connu sous la dénomination de "boîte de séchage" (Figure I.8). Dans ce cas de figure, des trous d'aération doivent être pratiqués en bas et en haut des enceintes de séchage, les mouvements de convection restant malheureusement faibles compte tenu de la faible hauteur de déplacement de la masse d'air chaud. Par conséquent, l'échauffement à l'intérieur de l'enceinte de séchage est grand et montre par ailleurs un séchage non uniforme sur les claies du séchoir.



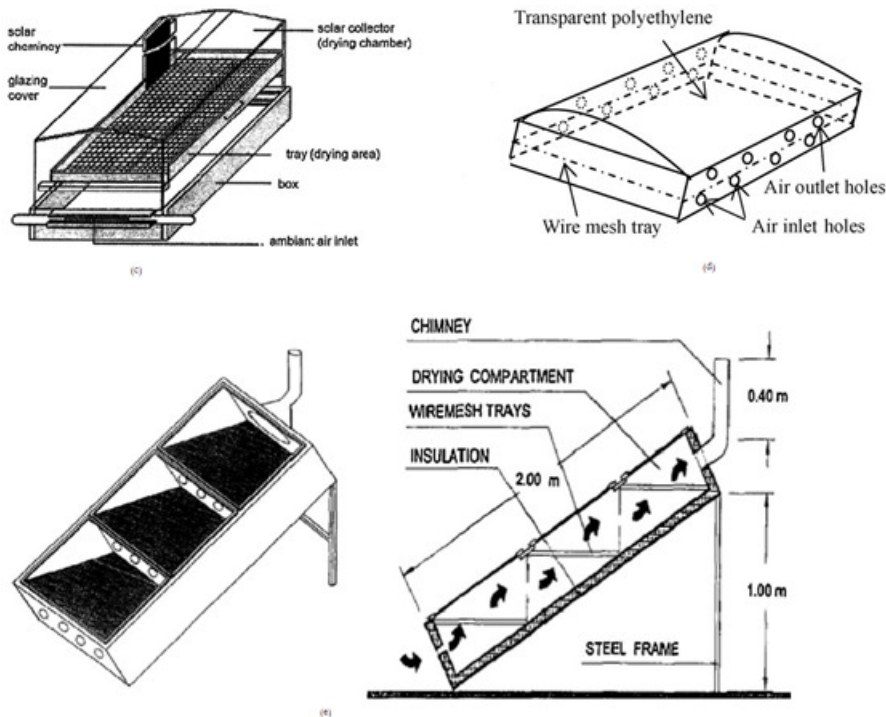


Figure 1.8 : Exemples des séchoirs solaires de mode direct à convection naturelle : (a) Séchoir solaire à plateau type portable; (b, c) Séchoir solaire direct coffret; (d) Séchoir solaire direct coffret à plateau; séchoir solaire à escalier [Fudholi, et al. ,2010].

Dans ces séchoirs, les produits sont exposés sur des grilles, des plateaux perforés ou des dalles de béton de telle sorte que la circulation d'air par convection naturelle ne soit pas entravée. Cette forme de séchage convient pour des petites quantités (10-20 kg), pour des produits granulaires, par exemple, destinés à l'usage de fermiers [Ozisik, et al. ,1980]. Ces séchoirs, encore trop coûteux malgré leur rusticité pour les populations pauvres et généralement inadaptées aux exigences du développement industriel, ont du mal à trouver un marché.

Afin de sécher de plus grandes quantités de produit, il faudrait augmenter la surface du séchoir, mais, pour préserver la compacité du dispositif, le produit peut être disposé sur des couches superposées. Augmenter la quantité du produit implique une augmentation du renouvellement d'air. C'est pourquoi on est amené à favoriser l'effet de cheminée. Ceci permet d'augmenter l'écoulement de l'air sans utiliser de ventilateur et sans changer sa pression normale.

I-3.3.2 Mode indirect et convection naturelle

Comme nous l'avons déjà précisé, le capteur solaire sert, dans cette configuration, au préchauffage de l'air qui va circuler sur le produit qui n'est plus directement exposé au soleil ce procédé accroît les capacités de séchage de l'air à taux d'humidité égal à celui d'un air non préalablement chauffé (à l'aide d'un capteur solaire). Sur ce type de dispositifs, deux éléments conditionnent la forme finale du séchoir : la conception du capteur solaire à effet de serre et la mise en place d'une structure favorisant l'établissement de la convection naturelle.

La (Figure 1.9) illustre une conception simple de séchoir solaire de fruits et légumes associant un espace de séchage du type « boîte de séchage » à un capteur solaire classique plan destiné au

préchauffage de l'air [Ratti, et al., 1997]. La mise d'une cheminée en sortie de séchoir peut compléter le dispositif pour augmenter l'effet convectif.

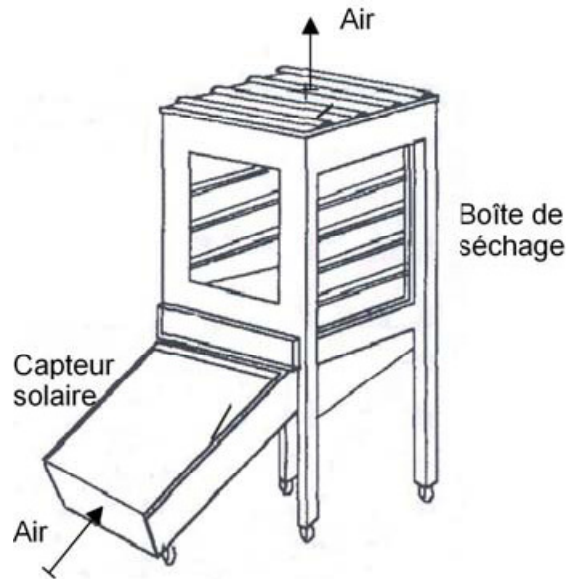


Figure I.9 : Boîte de séchage solaire et capteur séparé, utilisée pour fruits et légumes [Ratti, et al., 1997].

L'intérêt du préchauffage de l'air a été mis en évidence par une étude comparative menée par [Bahnasawy, et al., 2003] pour montrer l'intérêt du mode indirect par rapport à un séchage direct : les deux dispositifs sont placés dans des conditions climatiques identiques, l'un fonctionnant en mode direct, l'autre en mode indirect (Figure I.10).

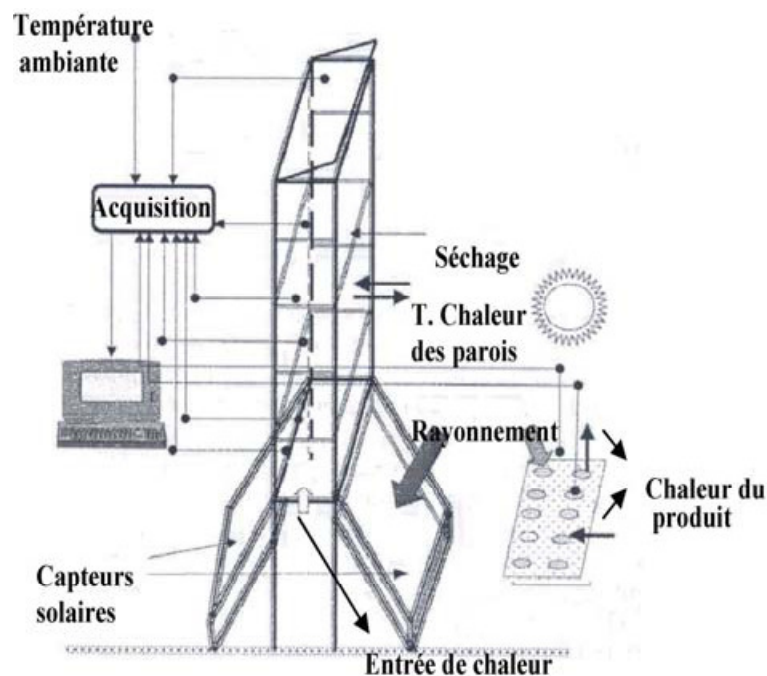


Figure I.10 : Séchoir solaire de mode indirect (gauche) ; et au soleil libre (droite). [Bahnasawy et al, 2004].

Le rôle du capteur est essentiel en mode indirect car il assure deux fonctions à savoir la conversion et le transfert d'énergie.

Pour accroître le préchauffage de l'air, certains auteurs ont choisi de développer des capteurs de structures différentes de celle du capteur plan classique. Citons à titre d'exemple [Goyal, et al., 1997] qui propose d'utiliser un capteur solaire « renversé » : un réflecteur cylindrique capte le rayonnement solaire et le renvoie en direction de l'absorbeur (Figure I.11). Cet absorbeur chauffe l'air avant que celui-ci ne traverse les claies du séchoir.

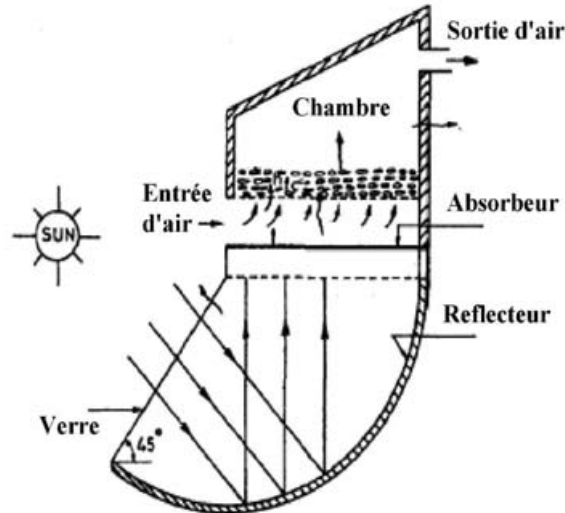


Figure I.11 : Modèle du séchage solaire indirect en utilisant un capteur solaire renversé. [Goyal, et al., 1997].

Ainsi, comme d'autre avant lui, [Simate, 2003] a comparé le séchage solaire du maïs par mode indirect et par mode mixte en convection naturelle. Il a déterminé les dimensions optimales du capteur solaire en fonction des conditions de séchage. Pour une même capacité de séchage il a montré la nécessité d'avoir recours à une surface de capteur plus faible pour le séchage en mode mixte ce qui diminue le coût de séchage. Par ailleurs, en termes de qualité, sur ce produit il a observé une teneur en eau du grain sec plus uniforme due au séchage additionnel du rayonnement.

I-3.3.3 Mode indirect et convection forcée

En mode indirect comme en mode mixte, le plus grand avantage des séchoirs solaires à convection libre équipés d'une cheminée est qu'aucune source d'énergie auxiliaire n'est nécessaire et ils peuvent être ainsi implantés loin des secteurs peuplés. L'inconvénient est que la taille des cheminées est limitée principalement en raison de la charge exercée par le vent sur la cheminée. La limitation de la hauteur de cheminée signifie une limitation sur la différence hydrostatique de pression entre le bas et le haut de celle-ci et ainsi, une limitation du débit d'air disponible.

Dans certaines configurations de séchage (quantité de produit importante, grande résistance de produit à l'écoulement de l'air, etc...), il est nécessaire d'imposer des débits d'air plus importants que ceux mis en jeu en convection naturelle. L'écoulement de l'air est alors assuré par un système mécanique auxiliaire (ventilateur) : c'est le mode indirect en convection forcée.

L'une des solutions technologiques les plus simple comparable à celle présentée sur la (Figure I.9) consiste à associer la boîte de séchage équipée d'un capteur séparé une colonne d'écoulement dans laquelle un ventilateur impose le débit d'air [Belghit, et al., 1997] [Piccarolo, 1998] [Yousef-Ali, 2001] [El-Beltagy, et al., 2007] [Touati, 2008] etc...

Les travaux de [Ekechukwua, et al., 1999] [Sharma, et al., 2009] [Fudholi, et al., 2010] offrent une synthèse intéressante de tous les types de séchoirs appliqués aux divers produits agricoles.

I-4 CINETIQUE DE SECHAGE.

Le séchage peut être suivi graphiquement de différentes façons (*Figure I.5*). Le premier graphique montre l'évolution en fonction du temps du taux d'humidité du solide X (rapporté à la matière anhydre). Sur le deuxième graphique, la vitesse de séchage (c'est-à-dire la quantité d'eau enlevée par kilogramme de matière sèche et par unité de temps) est portée en fonction du taux d'humidité du solide X . Le dernier graphique montre l'évolution de la vitesse de séchage en fonction du temps.

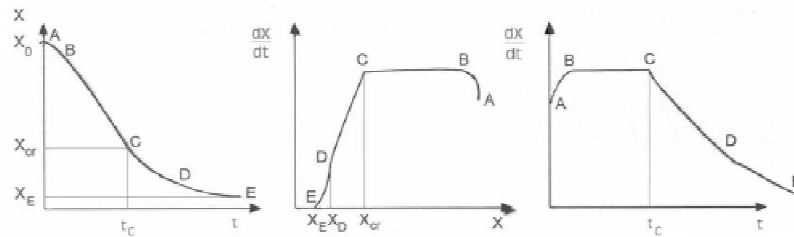


Figure I.5 : Courbes de séchage caractéristiques, pour un séchage par un gaz dont les caractéristiques sont maintenues constantes [Bossart, 2006].

Les évolutions de la teneur en eau et de la vitesse de séchage d'un solide humide exposé à un flux d'air aux caractéristiques constantes (vitesse, température et humidité), présentent trois parties distinctes montrant chacune une phase différente du processus :

- phase 1 : phase transitoire, de mise en régime thermique (*Figure I.5, AB*)
- phase 2 : phase de séchage à vitesse constante (*Figure I.5, BC*)
- phase 3 : phase de séchage à vitesse décroissante (*Figure I.5, CE*)

I-4.1 Phase transitoire.

La phase transitoire de séchage est une phase de mise en régime. Le produit est à une température inférieure à celle de l'air de séchage et la pression de vapeur de l'eau à la surface du produit est faible, le transfert de matière est peu important. La température du solide s'élève ainsi que la pression de vapeur de l'eau en surface, ce qui entraîne un accroissement de la vitesse de séchage. Cette augmentation va se poursuivre jusqu'à ce que le transfert de chaleur de l'air vers le produit compense exactement le transfert d'énergie associé à la migration de la vapeur d'eau de la matière vers l'air.

I-4.2 Phase de séchage à vitesse constante.

Durant cette phase la surface du solide est saturée en eau. Il s'y forme une couche limite de gaz où la pression de vapeur d'eau est quasi égale à celle de l'eau pure dans les mêmes conditions de température et de pression. La température superficielle du solide reste constante durant toute cette phase et tend vers la température de saturation adiabatique du gaz de séchage qui est égale à la température humide du fluide de séchage.

La vitesse de séchage est équivalente à celle qui est observée dans les mêmes conditions à partir d'une nappe de liquide seul. Cette vitesse est déterminée par la vitesse de diffusion de la vapeur au travers du film laminaire gazeux à la surface du solide qui est égale à l'apport de chaleur à la surface, donc par les phénomènes de transfert de chaleur et de matière à l'extérieur du solide rapporté dans [Chen, et al., 2002] [Bossart, 2006] :

$$-\frac{m_{sol}}{A} \frac{dX}{dt} = \frac{h_c(T_{air} - T_{sol})}{L_v} = k(\rho_{vsol} - \rho_{vair}) \quad (I.1)$$

$$\rho_{vsol} = \frac{P_{vsat}(T_{sol})}{RT_{sol}}, \rho_{vair} = \frac{P_{vair}}{RT_{sol}} y_{eau} \rho_{vsol}$$

- où:
- m_{sol} : masse de solide sec [% MS]
 - X : humidité absolue du solide [$kg\ eau/kgMS$]
 - A : surface de transfert [m^2]
 - h_c : coefficient de transfert de chaleur par convection [W/m^2K]
 - T_{air} : température de l'air [K]
 - T_{sol} : température du solide [K]
 - L_v : chaleur latente de vaporisation [$J.kg^{-1}$]
 - k : coefficient de transfert de masse par diffusion à travers la couche limite [$m.s^{-1}$]
 - ρ_{vsol} : concentration de vapeur d'eau dans l'air à la surface du solide [$kg.m^{-3}$]
 - ρ_{vair} : concentration de vapeur d'eau dans l'air [$kg.m^{-3}$]
 - R : constante des gaz parfaits [$J.kg^{-1}.K^{-1}$]
 - P_{vsat} : pression partielle de vapeur d'eau à la saturation [Pa]
 - P_{vair} : pression partielle de vapeur d'eau dans l'air [Pa]
 - y_{eau} : titre en eau de l'air [-]

$$-\frac{m_{sol}}{A} \frac{dX}{dt} = \frac{h_c(T_{air} - T_{sol})}{L_v} = k \frac{P_{vsat}}{RT_{sol}} (1 - y_{eau}) \quad (I.2)$$

La durée de la phase de séchage à vitesse constante dépend des coefficients de transferts de masse et de chaleur, de la surface d'échange ainsi que du gradient de température et d'humidité entre le gaz de séchage et la surface humide.

Durant cette phase de séchage, l'humidité moyenne du solide décroît linéairement jusqu'à une humidité du solide appelée « humidité critique X_{cr} ». L'humidité critique X_{cr} dépend de la nature du solide, de sa structure, de sa forme mais aussi de la vitesse de séchage à allure constante. L'humidité critique X_{cr} augmente généralement avec l'épaisseur du matériau et avec la vitesse de séchage. L'augmentation de l'humidité critique avec la vitesse de séchage en phase 2 est toutefois peu importante. Par exemple, pour des grains de moutarde de 1,7 mm de diamètre, une augmentation de la vitesse de l'air de séchage de 33% engendre une augmentation de l'humidité critique X_{cr} de 8%.

Les matériaux macroporeux, dans lesquels le mouvement du liquide s'effectue par capillarité, présentent de longues périodes à allure constante, l'humidité critique se situant à un niveau relativement bas. Par contre, les solides homogènes ou microporeux présenteront des périodes à allure constante relativement courtes ou inexistantes, leur humidité critique étant assez élevée. Pour ces derniers matériaux, la déshydratation se situera pratiquement entièrement dans la zone de ralentissement (phase 3 de séchage).

I-4.3 Phase de séchage à vitesse décroissante.

A partir de l'humidité critique, d'autres phénomènes vont limiter l'allure de séchage. Le débit de liquide venant de l'intérieur du solide devient insuffisant pour mouiller complètement la surface du matériau. La résistance au transfert de matière se déplace vers l'intérieur du matériau. C'est le début de la phase à allure ralentie qui est généralement constituée de deux périodes. Suivant le type de matériaux séchés, une des deux périodes de séchage à vitesse décroissante peut être prépondérante par rapport à l'autre.

- **Première période à allure décroissante ou période de séchage à partir d'une surface partiellement saturée.**

La surface initialement saturée complètement devient de moins en moins alimentée en liquide car les pores larges commencent à se vider au profit des plus petits par suite du phénomène de capillarité. Des portions de surface sèche apparaissent dans le film gazeux, réduisant la vitesse de séchage par unité de surface totale. La vitesse de séchage sur la portion de surface humide reste pratiquement la même que pendant la période à allure constante, mais la surface effectivement mouillée décroît avec l'humidité. Cette période prend fin lorsque la diminution d'humidité du solide atteint X_D (Figure I.5). Cette période est longue pour les matériaux macroporeux mais pratiquement inexistante pour les matériaux microporeux ou homogènes.

- **Deuxième période à allure décroissante ou période dans laquelle la diffusion interne contrôle la vitesse du procédé : DE.**

La seconde période de la troisième phase de séchage débute lorsque toute la surface des matériaux macroporeux est dépourvue de liquide. La température de la surface augmente et la chaleur est fournie essentiellement par conductibilité au travers du solide sec jusqu'au front d'évaporation. L'humidité doit donc être évaporée *in situ* et la vapeur d'eau doit diffuser dans les pores vers l'extérieur. La vitesse de séchage diminue fortement et est limitée par la diffusion interne de la vapeur.

Lorsque le séchage progresse, le front d'évaporation se retire de plus en plus et les chemins de diffusion thermique et massique s'allongent. Finalement, la vitesse de séchage s'annule lorsque l'humidité d'équilibre X_E (Figure I.5) est atteinte. Cette humidité résiduelle se trouve confinée dans les plus fins pores des solides ou adsorbée sur les surfaces internes. La température du matériau est quasi égale à celle de l'agent de séchage.

I.5 DEVELOPPEMENT DE LA MODELISATION MATHEMATIQUE DES TRANSFERTS LORS DU SECHAGE.

La modélisation des transferts couples de chaleur et de masse dans les milieux poreux a été largement discutée dans la littérature.

Les premiers travaux, datent de 1921 avec les publications de Lewis (1921), traitant aussi bien les échanges thermiques et massiques lors de l'évaporation que de la signification du mécanisme de transfert de l'eau à l'intérieur du produit. Il décrit le séchage comme étant la conjugaison de deux processus, l'évaporation de l'humidité à la surface du matériau poreux et la diffusion de l'humidité de l'intérieur du solide vers la surface.

Puis Sherwood (1929) a développé de 1929-1932 l'idée de Lewis et donne une explication globale de l'ensemble des phénomènes observés lors du séchage d'un produit. Il divise le séchage en

deux phases successives, une première période à allure constante et une deuxième période de ralentissement de l'allure de séchage. En 1935, un spécialiste du textile, Fisher (1935), propose trois relations pour décrire les phases successives du séchage de la laine. La première phase est à vitesse constante, les deux phases suivantes sont à décroissance linéaire, la vitesse s'annulant à l'humidité d'équilibre [Touati, 2008].

En 1966, Luikov (1966), s'intéresse aux transferts au sein du produit en se basant sur une description fine et les équations des transferts couples de chaleur et de masse dans un milieu poreux. Il a divisé les matériaux humides en trois types, selon leurs propriétés colloïdales physiques de base [Salazar, 2006] :

- *Milieus colloïdaux typiques* : pendant le séchage leur changement de taille (rétrécissement) est significatif mais ils conservent leurs propriétés élastiques (gélatine, pâte serrée de farine).
- *Milieus capillaro-poreux* : pendant que l'humidité est retirée ils deviennent fragiles, toujours incompressibles, et peuvent être transformés en poudre (sable, charbon de bois).
- *Milieus capillaro-poreux colloïdaux* : ils possèdent les propriétés des deux premiers types (ils incluent la majorité des matériaux qui sont soumis au séchage).

Par la suite, d'autres travaux ont vu le jour pour permettre de lever la complexité de la modélisation des transferts couples de chaleur et de masse ayant lieu pendant le séchage, selon la force motrice utilisée dans les équations de transfert de masse et l'échelle de traitement de ces équations (macroscopique, microscopique), deux principales approches servent à caractériser les phénomènes de transfert au cours du séchage. Il s'agit de l'approche macroscopique classique globale (à composantes multiples ou à composante unique) et l'approche microscopique [Nabhani, 2007].

- *Modèles macroscopiques à composantes multiples* : L'approche à composantes multiples consiste à traiter les différents modes de transport (capillarité, diffusion, diffusion-sorption) qui se développent dans les milieux poreux durant le séchage. Cette approche décrit séparément les différentes composantes constituant le système matériau poreux – eau – air. En effet, pour chaque composante du système (eau – air – vapeur), des mécanismes de transfert de masse et de chaleur sont décrits de façon indépendante. Plusieurs auteurs ont adopté cette approche qui a été proposée initialement par Whitaker (1977) pour décrire les processus de transfert de masse et de chaleur dans les milieux poreux. Pour effectuer la formulation, les équations macroscopiques pour chaque phase sont intégrées sur un volume élémentaire représentatif du milieu poreux. On obtient enfin des équations de conservation de l'énergie et de la masse, applicables à l'échelle macroscopique pour chaque phase.
- *Modèles macroscopiques à composante unique* : Luikov (1968, 1972) a développé un ensemble d'équations aux dérivées partielles couplées pour décrire le transfert de chaleur et de masse dans les matériaux poreux en supposant que le transfert d'humidité est analogue au transfert thermique et que le transfert de masse est proportionnel au gradient d'humidité et de température. Son modèle a été basé sur les relations réciproques d'Onsagers de la thermodynamique des processus irréversibles, donnant un ensemble d'équations de transfert avec les coefficients phénoménologiques qui sont des fonctions du milieu poreux. Deux groupes principaux de

modèles ont dérivé de l'approche de Luikov pour le séchage du bois, soit les modèles de diffusion et les modèles basés sur un potentiel énergétique.

- *Modèles microscopique* : Cette approche consiste à relier la structure anatomique aux paramètres macroscopiques nécessaires à la modélisation. Il est encore au début de son développement.

Par ailleurs, plusieurs travaux plus récentes ont été publiés par divers scientifiques [Lebedev, 1961] [Crause, et al., 1981] [Parry, 1985] [Perrin, et al., 1987] [Amir, et al., 1987] [Vries, 1987] [Ben nasrallah, et al., 1988; 1989] [Masmoudi, et al., 1991] [Salazar, 2006] [Nabhani, 2007] etc... Ces travaux ont montré que la représentation des systèmes d'équations par des modèles mathématiques est difficile à cause de la complexité de ces équations. En effet, ces modèles font souvent intervenir des coefficients qui ne sont pas connus et qui nécessitent le recours à des mesures expérimentales souvent délicates. Par ailleurs, ces modèles compliqués exigent une solution numérique des équations différentielles non linéaires qui n'est pas possible sans des calculateurs de grandes capacités [Wu, 1991] [Younsi, 2002] [Remond, 2004].

I.5.1 Les modèles mathématiques.

Le séchage par entraînement d'un matériau solide est une opération pouvant se décomposer en trois phases (cf. *Partie I.5*) :

- phase 1 : phase de mise en régime de l'installation, mise à température du solide ;
- phase 2 : phase de séchage à vitesse constante ;
- phase 3 : phase de séchage à vitesse décroissante, pouvant se décomposer en deux parties.

Les phases 2 et 3 ont fait l'objet de modélisations mathématiques. Par contre, en raison de sa très courte durée la première phase de séchage n'a pas été modélisée. Sa modélisation, outre sa complexité, ne présente que peu d'intérêt.

Pendant la période de séchage à vitesse constante (phase 2), la vitesse de séchage est fonction des conditions externes de séchage. Durant la période de séchage à allure décroissante (phase 3), la migration interne de l'eau (sous forme liquide ou vapeur) fixe la vitesse de séchage. Les différents mécanismes qui peuvent gouverner le déplacement de l'eau sont :

- la diffusion liquide provoquée par un gradient de concentration ;
- la diffusion vapeur sous l'effet d'un gradient de pression partielle de vapeur d'eau ;
- la migration de l'eau liquide sous l'action de forces capillaires ;
- l'écoulement de l'eau sous forme liquide ou vapeur sous l'effet d'un gradient de pression totale entre l'intérieur et l'extérieur du solide, ou d'un gradient de température ;
- le déplacement d'eau liquide sous l'effet de forces de gravité ;
- la diffusion de l'eau liquide adsorbée sur les surfaces internes des pores vides ;

Selon la nature du solide séché et sa teneur en eau, un ou plusieurs des mécanismes de déplacement de l'humidité prévalent.

1.5.1.1 La phase de séchage à vitesse constante.

Il a été montré au paragraphe 1.4.2 que la durée de la phase de séchage à vitesse constante dépend des coefficients de transferts de masse et de chaleur, de la surface d'échange et du gradient de température et d'humidité entre le gaz de séchage et la surface humide :

1.5.1.2 La phase de séchage à vitesse décroissante.

La complexité des phénomènes mis en jeu pendant la phase de séchage à vitesse décroissante a conduit à l'élaboration de nombreuses théories et de formules empiriques pour tenter de prédire les courbes de séchage pendant cette phase.

➤ **Modèles mathématiques simples.**

Les premiers modèles mathématiques développés tentent de modéliser le séchage en ne considérant qu'un seul mécanisme de transfert de l'humidité, la contribution thermique étant le plus souvent négligée.

★ *Migration de l'eau par diffusion liquide.*

La migration de l'eau par diffusion est souvent exprimée par une loi de Fick qui énonce que le flux de matière est proportionnel au gradient de concentration en eau.

$$\frac{\partial X}{\partial t} = \bar{\nabla}(D_{eff} \bar{\nabla} X) \quad (I.3)$$

où:

X	: humidité absolue du solide [$kg \text{ d'eau } kg^{-1} \text{ de solide sec}$]
D_{eff}	: coefficient de diffusion [$m^2 s^{-1}$]
t	: temps [s]

Le coefficient de diffusion est ici un coefficient empirique représentant la "diffusivité effective", il englobe l'effet des phénomènes pouvant intervenir sur la migration de l'eau (comme la géométrie du solide et la composition du milieu) dont l'analyse est difficilement réalisable. Sa valeur est souvent obtenue par ajustement de courbes expérimentales. Ce modèle simple se base sur les hypothèses suivantes :

- le produit est homogène, il a une forme régulière et symétrique (une sphère par exemple),
- la force motrice est le gradient d'humidité dans la particule,
- la surface du produit est considérée à tout moment en équilibre avec l'air de séchage,
- la teneur en eau d'équilibre du produit avec l'air se déduit d'une courbe de sorption du produit,
- le coefficient de diffusion est considéré comme constant.

Lewis (1921) puis Sherwood (1931) sont les premiers chercheurs à interpréter le séchage par un phénomène de diffusion d'eau liquide.

Ce modèle a été très populaire et a subi au cours du temps quelques modifications :

- Crank [Crank, 1975] a calculé un grand nombre de solutions de l'équation de diffusion pour des conditions initiales et limites variées. Ces solutions s'appliquent à des solides de formes géométriques simples (sphère, plaque par exemple) et dans des cas où la diffusivité est constante ou varie linéairement ou exponentiellement avec la concentration en eau.
- Hernandez [Hernandez, (2000)] a tenu compte du rétrécissement des grains, en considérant un rétrécissement linéaire avec la teneur en eau instantanée du grain,
- Pabis et Henderson (1961), Chu et Hustrulid (1968), Dutta et coll (1988) ont pris en compte la variation de la diffusion avec la teneur en eau locale.

La popularité de ce modèle s'explique plus pour sa forme mathématique accessible que pour ses capacités de description des phénomènes physiques d'après [Bossart, 2006].

★ Théorie capillaire.

Ceaglske et Hougen (1937) optent pour la théorie de la capillarité comme mécanisme principal de migration de l'eau en séchage de matériaux granulaires. Dans cette théorie, le flux d'humidité est déterminé par forces capillaires et non pas par un gradient de concentration en humidité. Le flux peut donc être dirigé dans le sens de l'augmentation de concentration.

Au sein d'un solide poreux contenant un liquide et un gaz, le phénomène de capillarité provoque un déplacement du liquide, présent dans les capillaires constitués par les parois des pores, des zones à fortes concentrations vers les zones à plus faibles concentrations en eau.

Dans la théorie capillaire, la force motrice est le potentiel capillaire. Le potentiel capillaire ou succion ψ est la différence de pression entre l'eau et l'air à l'interface incurvée air-eau dans un capillaire. La courbure de l'interface est provoquée par la tension de surface de l'eau. Le flux liquide dans la théorie capillaire est donné par :

$$\bar{J}_c = -K_h \bar{\nabla} \psi \quad (I.4)$$

où:

\bar{J}_c	: flux liquide dû à la capillarité [$kg\ m^{-2}\ s^{-1}$]
K_h	: conductivité hydraulique insaturée [$m\ s^{-1}$]
ψ	: potentiel capillaire ou succion [$kg\ m^{-2}$]

Dans des conditions isothermes, le potentiel capillaire est proportionnel à la concentration de liquide dans le solide. Le gradient de cette concentration est alors la force motrice principale.

Le flux capillaire a été identifié comme un des mécanismes fondamentaux de migration de l'eau pendant le séchage de solide dont les pores sont inférieurs à 1 μm , principalement pour la période de séchage à teneur en eau élevée.

★ Théorie de l'évaporation-condensation.

Henry (1939) a étudié la diffusion d'un fluide au travers d'un autre dans les pores d'un solide qui peut immobiliser (adsorber) ou relâcher (désorber) la substance diffusante. La théorie de

l'évaporation-condensation suppose que la migration de l'humidité prend place uniquement dans la phase vapeur (dans les pores).

Il développe la théorie de l'évaporation-condensation en prenant en compte simultanément la diffusion de chaleur et de masse. Il suppose que les pores sont un réseau continu d'espaces inclus dans le solide et que la quantité de vapeur dans le solide varie linéairement avec la concentration de vapeur et la température.

$$\text{Diffusion de masse} \quad : D \nabla^2 \rho_d - \frac{\partial \rho_d}{\partial t} = m_p \frac{\partial X}{\partial t} \quad (I.5)$$

$$\text{Diffusion de chaleur} \quad : D_{ch} \nabla^2 T - \frac{\partial T}{\partial t} = -c_T \frac{\partial X}{\partial t} \quad (I.6)$$

Equations d'équilibre : $\frac{\partial X}{\partial \rho_d} = a_1$ et $\frac{\partial X}{\partial T} = -a_2$ la vapeur dans les pores est supposée en équilibre avec la vapeur adsorbée sur les parois.

où:

- D : coefficient de diffusion moléculaire [$m^2 s^{-1}$]
- ρ_d : concentration de la substance diffusante dans le solide [$kg m^{-3}$]
- m_p : $m_p = \frac{1-\varepsilon}{\varepsilon} \rho_{sol}$ masse de solide contenant l'unité de pore [$kg m^{-3}$]
- ε : porosité [-]
- D_{ch} : coefficient de diffusion de chaleur [$m^2 s^{-1}$]
- T : température [K]
- c_T : constante concernant l'augmentation de température produite lorsque le solide adsorbe l'humidité [K]
- X : masse de substance diffusante dans le solide [$kg kg^{-1}$]
- a_1, a_2 : constantes [-]

Harmathy (1969) affine le modèle de Henry en développant une théorie pour le transfert simultané de masse et de chaleur d'un système poreux à l'état pendulaire. Il base son modèle sur les deux suppositions suivantes :

- tous les mouvements d'humidité dans un système poreux prennent place dans la phase gazeuse (théorie de l'évapo-condensation), bien que la migration de l'humidité dans la phase liquide ne soit pas inexistante. Cette première supposition implique la limitation de cette théorie à l'état pendulaire de systèmes poreux en général et à la phase de séchage à vitesse décroissante ;
- les phases d'un système poreux sont si finement distribuées que d'un point de vue macroscopique le système est quasi un système à une seule phase.

Suite à ses expérimentations sur des briques d'argile, il conclut que le mécanisme de flux capillaire n'est pas le seul présent au commencement de la période à vitesse décroissante : le transfert de vapeur par diffusion est lui aussi présent [Bossart, 2006].

★ Diffusion de vapeur.

Ce modèle suppose que le mécanisme prédominant de transfert interne d'humidité est la diffusion interne de vapeur.

King (1986) étudie la désorption de l'eau dans les produits alimentaires poreux. Il établit un modèle mathématique basé sur la supposition que le transfert de masse à l'intérieur du solide se produit principalement dans la phase vapeur. Le transfert de chaleur est considéré parallèlement au transfert de masse. A tout moment, l'humidité en phase condensée est plus grande qu'en phase vapeur et donc, le transfert d'humidité se fait par diffusion au travers de la phase vapeur. La relation entre l'humidité de sorption et la pression de vapeur partielle dans la phase gazeuse est décrite par une isotherme de désorption. L'équation exprimant la vitesse de changement du contenu en humidité d'un matériau poreux hygroscopique est, selon King, de la forme [Bossart, 2006]:

$$\frac{\partial X}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(D_{eff} \frac{\partial X}{\partial x} \right) \quad (1.7)$$

où

$$D_{eff} = \frac{D p_{vsat}}{\rho_{sol} R T} \frac{P_T}{P_T - P_w} \left(\frac{\partial a_w}{\partial X} \right)_T \left(\frac{\alpha}{1 + \alpha} \right)$$

$$\alpha = \frac{\lambda_{th} R^2 T^3}{q_s^2 D a_w p_{vsat}}$$

où:

X	: humidité absolue du solide [kg d'eau kg^{-1} de solide sec]
D_{eff}	: diffusivité effective [$m^2 s^{-1}$]
t	: temps [s]
x	: distance [m]
D	: coefficient de diffusion de la vapeur d'eau [$m^2 s^{-1}$]
p_{vsat}	: pression partielle de la vapeur d'eau à saturation [Pa]
ρ_{sol}	: masse volumique du solide sec [$kg m^{-3}$]
R	: constante des gaz parfaits [$J kg^{-1} K^{-1}$]
T	: température [K]
P_T	: pression totale [Pa]
P_w	: pression partielle de vapeur de l'eau [Pa]
a_w	: activité en eau [-]
λ_{th}	: conductivité thermique [$W m^{-1} K^{-1}$]
q_s	: chaleur de sorption [$J kg^{-1}$]

➤ **Modèles mathématiques complexes.**

Les modèles simples ont une application réduite, essentiellement applicables aux conditions de séchage qui ont permis leur développement. Par la suite les transferts de chaleur seront pris en compte et les modèles mathématiques se complexifieront et tenteront de tenir compte de l'ensemble des mécanismes de transferts de chaleur et de masse mis en jeu durant l'opération de séchage.

★ Migration capillaire et diffusion vapeur : modèle de Krischer.

En supposant que l'humidité peut migrer simultanément sous la forme de flux capillaires et de diffusion de vapeur, Krischer et Kröll proposent un modèle multi-mécanismes. Ils exposent leur théorie du mouvement capillaire de l'eau liquide dans des systèmes constitués de tubes capillaires puis dans des systèmes plus complexes comme les milieux poreux. Le principe peut être expliqué comme suit : dans un tube capillaire isolé vertical, la pression de succion, et donc la hauteur atteinte par l'eau, est proportionnelle à la tension superficielle et inversement proportionnelle au rayon. En

admettant que la tension capillaire est liée à la teneur en eau, l'auteur établit une loi générale dans laquelle la force motrice est le gradient de teneur en eau :

$$J_c = D_c \rho_{sol} \frac{\partial X}{\partial x} \quad (I.8)$$

où:

J_c	: flux liquide dû à la capillarité [$kg \text{ d'eau } m^{-2} s^{-1}$]
D_c	: coefficient de diffusion capillaire [$m^2 s^{-1}$]
ρ_{sol}	: masse volumique apparente du solide sec [$kg m^{-3}$]
X	: humidité absolue du solide [$kg \text{ d'eau } kg^{-1} \text{ de solide sec}$]
x	: distance [m]

A ce flux d'eau liquide s'ajouterait un flux d'eau vapeur qui se ferait dans les pores après le retrait du liquide (Keey ,1980) :

$$J_v = - \frac{D}{\mu_r} \rho_{eau} \frac{\partial y_{eau}}{\partial x} \quad (I.9)$$

où:

J_v	: flux d'eau vapeur [$kg \text{ d'eau } m^{-2} s^{-1}$]
D	: coefficient de diffusion capillaire [$m^2 s^{-1}$]
μ_r	: coefficient de résistance à la diffusion vapeur [-]
y_{eau}	: titre en eau dans les pores [-]
ρ_{eau}	: masse volumique de l'eau [$kg m^{-3}$]
x	: distance [m]

Les deux coefficients de diffusion D_c et D (corrigé par le facteur de résistance μ_r) dépendent de la nature du matériau, de la nature de la structure des pores, du contenu en humidité du solide et de la température. Ce modèle n'a permis que de reproduire des courbes de séchage mais en aucun cas n'a permis de prévoir ces courbes.

★ Modèle de Luikov.

Luikov [Luikov ,1975] [Pandey, et al. ,1999] développe un modèle qui tient compte simultanément du transfert de chaleur et de matière dans les milieux capillo-poreux. Il décrit le phénomène de diffusion thermique d'humidité en établissant que le gradient de température est aussi un facteur causant le transfert d'humidité dans le matériel. L'originalité de son modèle est l'application pour la première fois de la thermodynamique des processus irréversibles (ou thermodynamique du non-équilibre) aux transferts simultanés de chaleur et de masse dans les milieux poreux. Le modèle de Luikov est similaire à celui proposé par Krischer excepté que le système d'équations proposé par Luikov est un système non-linéaire. En effet, les coefficients de transport et les propriétés thermodynamiques sont fonction de l'humidité du solide ou de la température ou encore aussi bien de l'humidité du solide que de la température.

La complexité mathématique du modèle de Luikov ne permet pas son utilisation. De manière à simplifier la formulation mathématique du système d'équations, Luikov et Mikhailov proposent un

modèle par zones dans lesquelles les coefficients de transports sont considérés comme constants (valeur moyenne pour chaque zone).

★ Modèles avec rétrécissement du solide ou évolution de la zone d'évaporation.

De nombreux modèles tiennent compte du rétrécissement éventuel du solide ou de l'évolution de la zone d'évaporation quittant la surface du solide et pénétrant dans celui-ci (simulation du rétrécissement du solide). Trois modèles sont présentés brièvement ci-dessous. Le premier modèle, le modèle de Chen and Pei est intéressant en raison du grand nombre de phénomènes pris en compte. Les deux autres modèles présentent chacun une manière originale et relativement facile à mettre en œuvre pour considérer le rétrécissement du matériau séché.

Le modèle de Chen and Pei [Chen, et al. ,1989] est basé sur les transferts simultanés de chaleur et de masse dans un système multiphase. Ce modèle tient compte de la structure du solide, des différentes formes de l'eau au sein du solide ainsi que de plusieurs mécanismes de transfert de l'humidité au sein du grain. Ce modèle a été appliqué au séchage de produits non-hygroscopiques (briques) et à celui de produits hygroscopiques (laine et grains de maïs).

Pour les solides non-hygroscopiques, ces auteurs assimilent le solide à une matrice parcourue par un réseau de capillaires de différentes sections. L'eau autour des grains et dans les capillaires de grandes sections est appelée eau libre. L'eau présente dans les pores de faibles dimensions est considérée comme de l'eau liée. Quant aux produits hygroscopiques, leur structure est assimilée à un ensemble de cellules similaires. L'espace intracellulaire, identique au degré de vide dans les solides poreux, est interconnecté et rempli par l'eau libre et par l'air. Les cellules elles-mêmes contiennent aussi de l'eau mais sous forme liée. La membrane cellulaire est considérée comme étant semi-perméable et peut jouer le rôle d'un passage capillaire pour la migration de l'eau liée.

Le modèle de Chen and Pei suppose l'apparition et la progression d'un front d'évaporation à l'intérieur du grain de solide au cours du séchage. Ce front d'évaporation sépare le solide en deux régions : une région humide qui rétrécit en fonction de l'avancée du séchage et où le mécanisme de transfert d'humidité principal est le flux capillaire, et une zone de sorption où toute l'eau est dans un état lié et les mécanismes principaux de transfert d'humidité sont le mouvement de l'eau liée et le transfert de vapeur (*Figure I.12*).

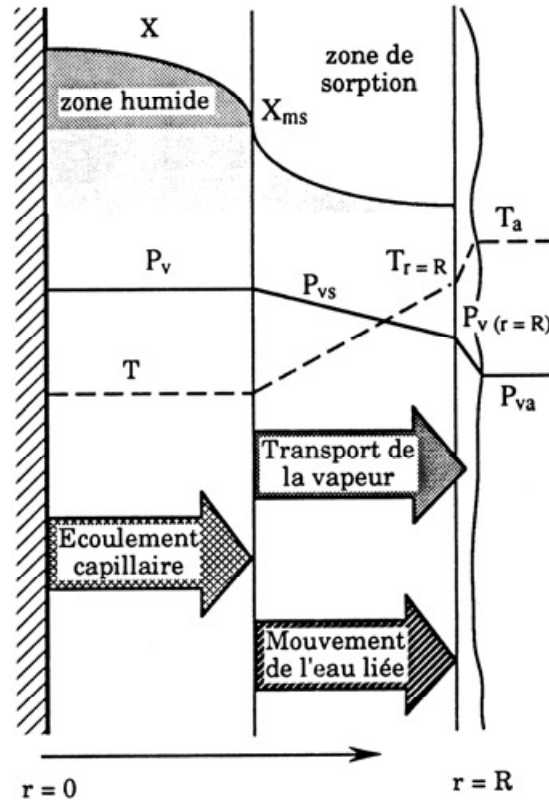


Figure I.12. Schéma du modèle de séchage d'un solide d'après le modèle de Chen and Pei [Chen, et al., 1989].

Plus précisément, les hypothèses du modèle de Chen et Pei sont [Chen, et al., 1989] :

- Zone humide :
 - le solide est macroscopiquement homogène ;
 - il n'y a pas de gradient significatif de température ;
 - les effets de la pression totale et de la gravité sont négligeables.
- Zone de sorption :
 - la force motrice du transfert de liquide dans cette région est le gradient de pression de vapeur ;
 - l'interaction entre l'eau liée et le matériau solide est exprimée par une isotherme de sorption.

Le modèle développé par Chen et Pei a permis de décrire de façon satisfaisante l'évolution du séchage de plusieurs matériaux hygroscopiques (laine, grains de maïs) et non-hygroscopiques (briques).

Balaban (1989) propose une méthode originale pour tenir compte du rétrécissement du solide pendant le séchage d'après [Bossart, 2006]. Son modèle prend en compte les transferts simultanés de chaleur et de matière qui sont exprimés par les lois de Fick et de Fourier dans lesquelles la conductivité thermique, la capacité calorifique, le coefficient de diffusion et l'activité de l'eau en surface sont déterminés expérimentalement. L'évolution du rétrécissement, fonction du taux d'humidité du solide, est également déterminée expérimentalement. Il tient compte de la variation du volume lors de la résolution des équations différentielles de son modèle en introduisant une variation

de la distance entre les nœuds dans sa méthode de résolution par différences finies. Les résultats théoriques de Balaban ont été comparés avec succès aux résultats expérimentaux de séchage par convection de tranches de poisson. Le modèle de Balaban requiert toutefois la connaissance à priori de nombreuses données expérimentales de séchage du matériau séché .

L'originalité du **modèle de Fusco 1991** ne repose pas sur le modèle de séchage proprement dit qui est un modèle diffusionnel mais sur l'introduction de la variation du volume du solide pendant le séchage d'après [Bossart, 2006]. La modification du volume du solide aurait lieu pendant la phase de séchage à vitesse décroissante. Bien que Fusco soit conscient du fait que beaucoup de matériaux naturels présentent deux régions dans cette phase de séchage à vitesse décroissante, son modèle n'en considère qu'une seule. A son modèle diffusionnel qui exploite la seconde loi de Fick, Fusco ajoute une équation reliant le volume et l'humidité moyenne du solide. Cette expression est purement empirique et de la forme :

$$V^* = b_1 + b_2(\bar{X}^*) \quad (I.10)$$

où

$$b_1 = \frac{1}{X_0 \frac{\rho_{sol}}{\rho_{eau}} + 1} \quad b_2 = \frac{X_0 \frac{\rho_{sol}}{\rho_{eau}}}{X_0 \frac{\rho_{sol}}{\rho_{eau}} + 1}$$

où

b_1, b_2	: constantes [—]
V^*	: volume moyen [m^3]
X^*	: humidité moyenne du solide [$kg \text{ d'eau } kg^{-1} M.S.$]
X_0	: humidité absolue initiale du solide [$kg \text{ d'eau } kg^{-1} M.S.$]
ρ_{sol}	: masse volumique du solide sec [$kg \text{ m}^{-3}$]
ρ_{eau}	: masse volumique de l'eau [$kg \text{ m}^{-3}$]

Fusco a obtenu, avec son modèle, des courbes de séchage théoriques similaires aux courbes de séchage expérimentales pour des produits alimentaires sous forme de longues tranches. Par contre dans le cas de produits sous forme cylindrique ou sphérique, les résultats théoriques ne recourent pas les résultats expérimentaux.

★ Le concept de la courbe caractéristique de séchage.

Le concept de la courbe caractéristique de séchage, note C.C.S., est mis au point par [Meel, 1957].

L'objectif consiste à modéliser la vitesse de séchage : il s'agit en quelque sorte d'examiner si, en dépit de la complexité des phénomènes au niveau microscopique (c'est-à-dire dans les pores du milieu), il est possible d'obtenir au niveau macroscopique une certaine simplicité d'interprétation des résultats expérimentaux et un même modèle de comportement du produit étudié, quelles que soient les conditions de l'expérience. La démarche consiste à normer les teneurs en eau moyennes et les vitesses de séchage pour obtenir une courbe unique pour un produit donné, de dimensions déterminées et indépendamment des conditions aérothermiques (vitesse, température, et hygrométrie de l'air de séchage).

L'application du concept de la courbe caractéristique de séchage impose d'utiliser Certaines corrélations de la forme :

- La teneur en eau normée ou réduite X^* exprimée par :

$$X^* = \frac{X(t) - X_{eq}}{X_{cri} - X_{eq}} \quad (I.11)$$

où: X : la teneur en eau moyenne du produit [$kg \text{ eau } kg^{-1} \text{ ms}$]
 X_{eq} : la teneur en eau d'équilibre thermodynamique déterminée par les isothermes de sorption coefficient de diffusion [-]
 X_{cri} : la teneur en eau critique marquant la transition entre la phase de séchage a vitesse constante (phase 1) et celle a vitesse décroissante (phase 2).

La teneur en eau à l'équilibre correspond à la valeur limite obtenue au bout d'un temps infini pour un produit soumis à des conditions données de température et d'hygrométrie.

- La vitesse de séchage $\left(-\frac{dX}{dt}\right)$ est normée ou réduite par la vitesse de la première phase $\left(-\frac{dX}{dt}\right)_0 = cste$, qui peut soit être déduite théoriquement ou mesurée sur la courbe expérimentale $-\frac{dX}{dt} = f(X)$. Ce qui permet d'écrire :

$$\frac{-\frac{dX}{dt}}{\left(-\frac{dX}{dt}\right)_0} = f(X^*) \quad (I.12)$$

La vitesse de séchage initiale est calculée théoriquement a partir de l'équation :

$$\left(-\frac{dX}{dt}\right)_0 = \frac{h_0 A_0 \Delta T}{m_s L_V(T_h)} \quad (I.13)$$

où: h_0 : le coefficient de transfert de chaleur air-produit [$W m^{-2} K^{-1}$]
 A_0 : la surface d'échange entre le produit et l'air a l'instant initiale [m^2]
 $\Delta T = (T_s - T_h)$: l'écart psychrométrique défini par les conditions de l'air de séchage [-]
 m_s : la masse anhydre de l'échantillon de produit [kg]
 $L_V(T_h)$: la chaleur latente de vaporisation du produit a la température humide de l'air de séchage [$J. kg_{eau}^{-1}$].

Dans un domaine raisonnable de conditions expérimentales (température, vitesse, humidité du fluide séchant, nature et épaisseur du produit à sécher), l'expression mathématique arbitrairement imposée à la fonction est :

$$f(X^*) = X^{*n}$$

où $f(X^*) = aX^{*n} + bX^{*(n-1)} + \dots + cX^*$

Elle est sensiblement unique et doit vérifier les propriétés suivantes :

$$\begin{cases} X^* = 0 \Rightarrow f(X^*) = 0 \\ 0 < X^* < 1 \Rightarrow 0 < f(X^*) < 1 \\ X^* \geq 1 \Rightarrow f(X^*) = 1 \end{cases} \quad (I.14)$$

Ainsi, la détermination de la courbe caractéristique de séchage revient à tracer la fonction $f(X^*)$ pour les différentes cinétiques expérimentales de séchage. Ce trace exige la connaissance des paramètres tels que : X_{eq} , X_{cr} et $\left(-\frac{dX}{dt}\right)_0$.

Notons que cette méthode est une approche semi-empirique fondée sur une analyse Simplifiée du procédé. Elle n'interprète pas les différents mécanismes par des équations phénoménologiques, mais s'appuie sur les résultats expérimentaux en les présentant sous une forme facilement exploitable d'après [Touati, 2008].

Fornell et al., 1980 ont proposé une autre corrélation, basée également sur le concept de la C.C.S. La démarche consiste à « normer » la vitesse de séchage $\left(-\frac{dX}{dt}\right)$ en la divisant par le terme $(T_s - T_h)(V_a)^{0,5}$ où T_s et T_h sont respectivement les températures sèche et humide de l'air de séchage et V_a sa vitesse. La C.C.S est alors obtenue en traçant la courbe :

$$\frac{-\frac{dX}{dt}}{(T_s - T_h)(V_a)^{0,5}} = f(X^*) \quad (I.15)$$

Le terme $(T_s - T_h)(V_a)^{0,5}$ représente l'influence des propriétés de l'air sur l'allure du séchage.

➤ Les modèles empiriques.

Ces modèles sont basés sur l'expérimentation pour la détermination des paramètres de séchage. Toutefois, l'utilisation de ces modèles est limitée car chacun d'eux est spécifique au type de produit ainsi aux conditions expérimentales de son séchage. Les modèles ne sont donc pas extrapolables au-delà des limites de l'expérience [Touati, 2008].

I.6 CONCLUSION

De nombreuses recherches théoriques et expérimentales ont été menées dans le passé concernant l'amélioration des performances des capteurs solaires plants à air. Les rendements obtenus pour différentes configurations ouvrent un grand éventail d'applications à basse et à moyen température, tel que le séchage des produits agro-alimentaires. Pour développer cette chaîne énergétique que constitue le couplage capteur-séchoir, nous serons amenés à faire une étude numérique détaillée, en premier lieu de l'insolateur et en second lieu, de l'armoire de séchage.

Beaucoup de modèles proposés dans la littérature comportent des paramètres empiriques. En outre, on constate que le modèle mathématique à appliquer au séchage des produits agro-alimentaires de manière à simuler son évolution ne peut se faire sans l'étude du type de produit qui est la figue. En effet, le ou les mécanismes de transfert de l'humidité dans un produit dépendent de la nature du produit et du type d'eau présent dans le produit. De manière à associer la figue à un type de produit, des caractérisations diverses, technologiques (concernant la teneur en eau, et l'isotherme de sorption), physiques (masse volumique, chaleur spécifique et conductivité thermique), fonctionnelles (Cinétique de séchage) de la figue seront effectuées au chapitre III.

CHAPITRE II

MODELISATION DES INSOLATEURS PLAN A AIR

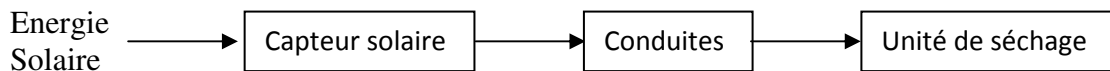
II.1 INTRODUCTION	32
II.2. ETAT DE L'ART DES INSOLATEUR PLAN A AIR	33
II.2.1. Description.....	33
II.2.2. Analyse globale.....	34
II.2.2.1 Evolution de l'unité sélective	34
II.2.2.2 Evolution de l'absorbeur	34
II.2.2.3 Evolution de l'unité d'isolation	35
II.3. L'INSOLATEUR PLAN A AIR CHOISI.....	36
II.4. MODELISATION DE L'INSOLATEUR	37
II.5. PUISSANCE ABSORBEE	39
II.6. CALCUL DES PERTES THERMIQUE.....	40
II.6.1. Pertes à l'avant	41
II.6.2. Pertes à l'arrière	41
II.7 MODELISATION DES COEFFICIENTS D'ECHANGE THERMIQUE.....	42
II.7.1 Transfert conductif.....	43
II.7.2 Transfert convectif	42
II.7.2.1 Transfert convectif du au vent	42
II.7.2.2 Transfert convectif dans le dans la veine d'air mobile.....	43
II.7.3 Transfert radiatif.....	43
II.8. ALGORITHME DE CALCUL DES PERFORMANCES DE L'INSOLATEUR PLAN A AIR	44
II.9. CONCLUSION	48

CHAPITRE II

MODELISATION DES INSOLATEURS PLAN A AIR

II.1 INTRODUCTION

Il s'agit de « séchage de la figue » en utilisant comme source thermique l'énergie solaire. Pour que cette énergie solaire soit utilisée, il est nécessaire qu'elle soit transformée et transmise. Les entités indispensables sont des insolateurs plan à air (unité de chauffage) et une armoire de séchage (unité de séchage) reliés par des conduites.



L'étude du comportement thermique de notre capteur solaire relative à la configuration utilisée, ne peut être qu'une étude parmi tant d'autres déjà élaborées. L'objectif principal de toute recherche est la détermination, en particulier des performances thermiques.

L'analyse de l'état de l'art des capteurs solaires fait apparaître une série de modifications visant l'amélioration du rendement du système. Ces améliorations concernent l'utilisation de matériaux spéciaux, des arrangements des composants principaux ainsi que la réduction des déperditions thermiques. Plusieurs types de capteurs à air ont été construits et testés [Biondi, et al. ,1988] [Fohr, et al. ,1987] [Ahmed-Zaid, 1999] [Pawar, et al. ,1993] [Akpinar, et al. ,2009]...etc. Ils se différencient par leur configuration, dans la nature de l'écoulement de l'air caloporteur, le type de vitrage utilisé, et par l'introduction des chicanes dans la veine d'air mobile entre l'isolant et l'absorbeur.

II.2. ETAT DE L'ART DES INSOLATEUR PLAN A AIR

II.2.1. Description

Un capteur solaire plat est un type d'échangeur de chaleur particulier qui transforme l'énergie solaire rayonnante en chaleur [Duffie et Beckman, 1980]. La conception du capteur dépendra de la quantité d'énergie demandée par le système à chauffer et du fluide caloporteur disponible. Les capteurs solaires sont généralement composés d'une couverture transparente, d'un absorbeur métallique noirci, d'une ou plusieurs conduites et d'un isolant (Figure II.1).

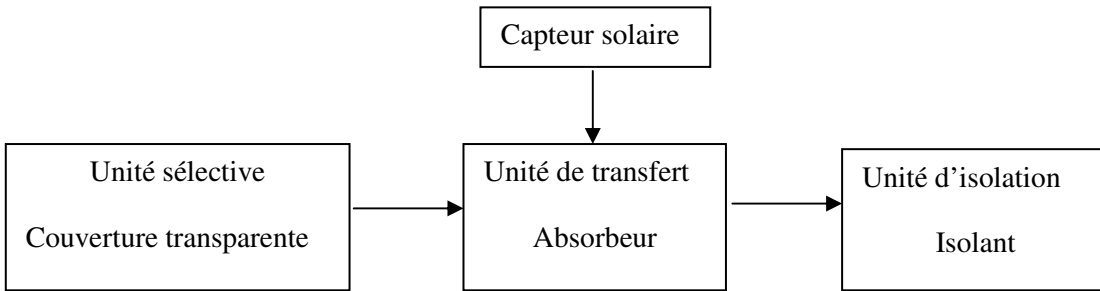


Figure II.1 : Organigramme technique du capteur solaire plat

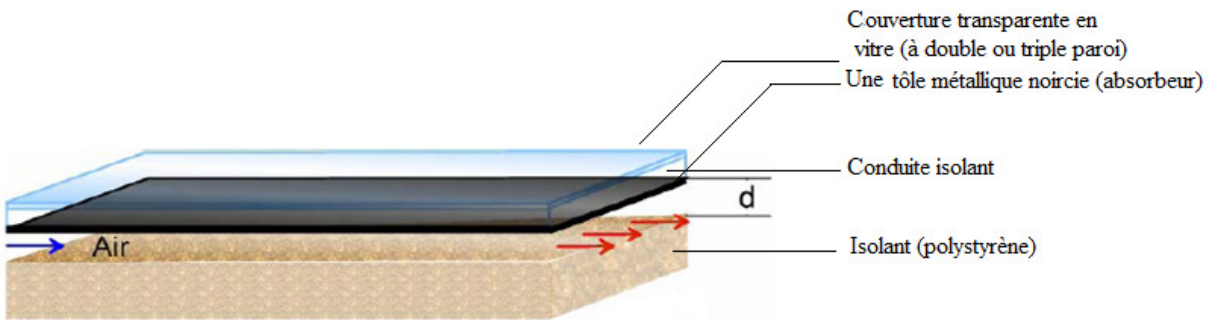


Figure II.2 : Schéma de base de l'insolateur [Luna-sanchez, 2008].

La figure I.2 représente les éléments de base de l'insolateur utilisé. Cet insolateur est composé par : une couverture transparente en verre (à double ou triple paroi), une tôle métallique noircie (absorbeur), une conduite (passage de l'air) et une isolation à l'arrière. L'isolation à l'avant est réalisée par une couche d'air confiné entre la couverture transparente et l'absorbeur.

Selon plusieurs auteurs, la conception des capteurs solaires permet de les classer dans des groupes différents, suivant l'agencement des composants [Hegazy, 1999] ou selon la présence ou l'absence de la couverture transparente [Ekechukwu, et al., 1999][Ong, 1995]. Les premiers capteurs étudiés étaient composés par un absorbeur métallique, un isolant, et une couverture transparente facultative. L'évolution suivante impose l'apparition d'une seule ou d'une double couverture transparente au dessus de l'absorbeur afin de réduire les déperditions thermiques à l'avant.

II.2.2. Analyse globale

II.2.2.1 Evolution de l'unité sélective

Une couverture efficace doit minimiser : l'absorption et la réflexion du rayonnement solaire afin que la plus grande quantité d'énergie possible atteigne l'absorbeur. Divers matériaux (verre, matière plastique) ont été utilisés pour la fabrication des couvertures transparentes. Les premières couvertures construites en matière plastique réduisaient les coûts, mais aussi la durée de vie. Puis, les couvertures plastiques renforcées par des fibres de verre, vont prolonger la durée de vie sans progrès sur la performance du capteur. Finalement, le verre allie efficacité et durée de vie de la couverture. Les déperditions ont encore été réduites par une double couche de verre, mais l'utilisation d'un double vitrage n'est plus nécessaire grâce à l'apparition des verres sélectifs (le verre blanc antireflet à faible teneur en fer) qui réduisent la réflexion et augmentent la transmission de l'énergie solaire. Le second élément faisant partie de l'unité sélective est l'air confiné entre la couverture et l'absorbeur. On doit limiter les effets convectifs pour minimiser les pertes sur la face avant.

II.2.2.2 Evolution de l'absorbeur

L'absorbeur participe à la transformation de l'énergie par sa surface, transmet l'énergie thermique par conduction et assure le chauffage du fluide caloporteur par le transfert convectif à son interface avec le fluide caloporteur.

- **Transformation de l'énergie**

La transformation de l'énergie rayonnante a imposé diverses modifications des propriétés optiques de l'absorbeur. Les revêtements sélectifs jouent sur la réduction de l'émissance dans le champ des longueurs d'onde du rayonnement thermique. La performance des absorbeurs actuels a été améliorée grâce à l'utilisation de ces revêtements sélectifs, par exemple ; les alliages métalliques au chrome, le chrome noir, les revêtements au plasma, les revêtements PVD (Physical Vapor Deposition), le CERMET (céramiques à base d'oxydes métalliques), etc. Dans le groupe des capteurs à air, on retrouve aussi différents agencements de l'absorbeur tels que : collé à l'isolant, localisé entre deux passages d'air ou placé entre la vitre et le passage d'air [Mittal, et al. ,2006]. Les divers agencements du composant absorbeur révèlent ainsi l'évolution du capteur à air. Ces évolutions progressives, vers une meilleure efficacité, sont montrées sur la *figure II.3*.



Figure II.3: Evolution des capteurs à air, ordre d'évolution [Luna-sanchez, 2008]

- **Transmission de l'énergie**

Plusieurs matériaux ont été utilisés durant les années 80, tels que : l'acier, l'acier inoxydable, l'aluminium et le cuivre. Actuellement, on utilise des métaux conducteurs pour l'absorbeur, principalement l'aluminium et le cuivre.

- **Transfert de l'énergie au fluide caloporteur**

L'augmentation de la surface d'échange et de son efficacité selon le fluide caloporteur a été une de ses premières évolutions. Nous trouvons des tôles du type « persiennes » [Ahmed-Zaid, et al. 2001], des tôles ailetées [Ekechukwu, et al. ,1999] jusqu'à l'arrivée de l'absorbeur poreux. Ces modifications sont montrées sur la *figure II.4*.

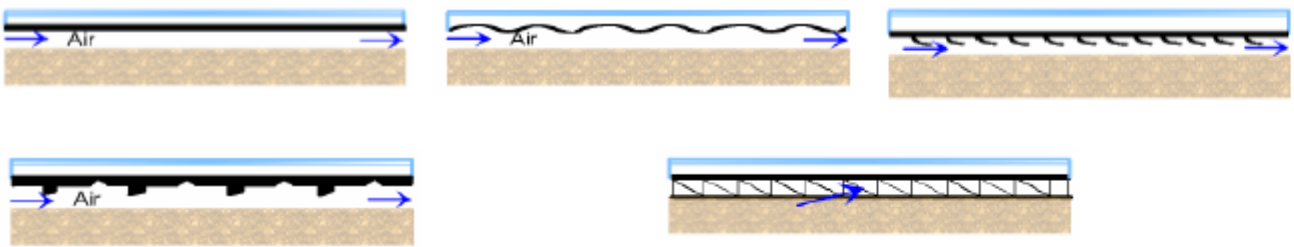


Figure II.4 Evolution de l'unité de transfert (Insolateur plans à air) [Luna-sanchez, 2008]

La conception optimisée des capteurs, comme des échangeurs, a conduit à diviser le passage du fluide (capteurs à air) dans le but d'augmenter la surface d'échange et diminuer la section de passage et, ainsi, maximiser la récupération de l'énergie par le fluide [Ekechukwu, et al. ,1999]. Ensuite, la segmentation multiple du passage d'air constitue une augmentation encore plus importante de la surface et conduit, finalement, à un absorbeur poreux [Mittal, et al. ,2006] (figure II.5) pour un rendement augmenté de 10 à 18%. En revanche, le problème des importantes pertes de charge créées impose la convection forcée et un ventilateur en conséquence.

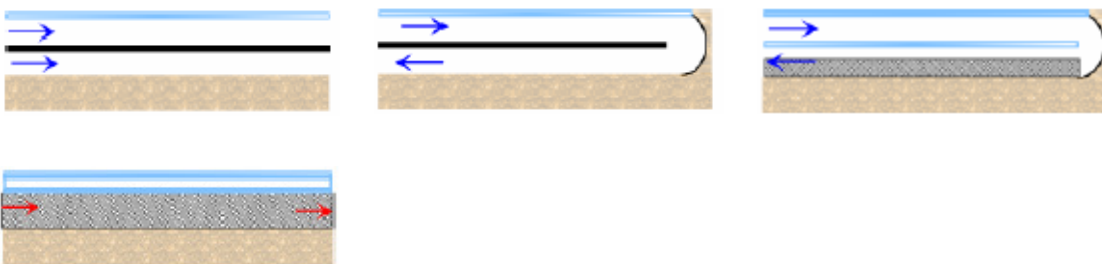


Figure II.5 Augmentation de la surface d'échange (absorbeur/fluide) [Luna-sanchez, 2008].

II.2.2.3 Evolution de l'unité d'isolation

L'unité d'isolation joue un rôle très important lors de la conception d'un capteur solaire. Sa fonction consiste à minimiser les déperditions thermiques à l'avant et à l'arrière du capteur.

Dans le cas des capteurs plats, les déperditions thermiques à l'arrière ont été réduites grâce à l'utilisation de divers matériaux isolants, de la laine de verre en passant par l'emploi des mousses polymériques et actuellement via l'utilisation de la laine minérale. Afin de réduire les coûts des matériaux du système et dans une vision développement durable, des nouveaux isolants sont proposés, il s'agit de matériaux à base de composés organiques : la laine de mouton, les fibres de bois et les fibres végétales en général. Le problème des déperditions à l'avant a été minimisé par une couche d'air confinée entre la couverture transparente et l'absorbeur puis par des gaz inertes et enfin le vide.

II.3. L'INSOLATEUR PLAN A AIR CHOISI

Le système solaire étudié est un séchoir sans stockage d'énergie, ce qui nous a conduit à considérer un insolateur plan à air à simple passe entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant, dans le but d'obtenir des températures moyenne suffisantes pour une application au séchage solaire des produits agro-alimentaire [Youcef-Ali, et al. ,2005].

L'adjonction d'ailettes dans la veine d'air utile a pour but d'augmenter les performances thermiques de l'insolateur. La figure II.6 représente les éléments de l'insolateur choisi comportant la plaque placée sur l'isolant :

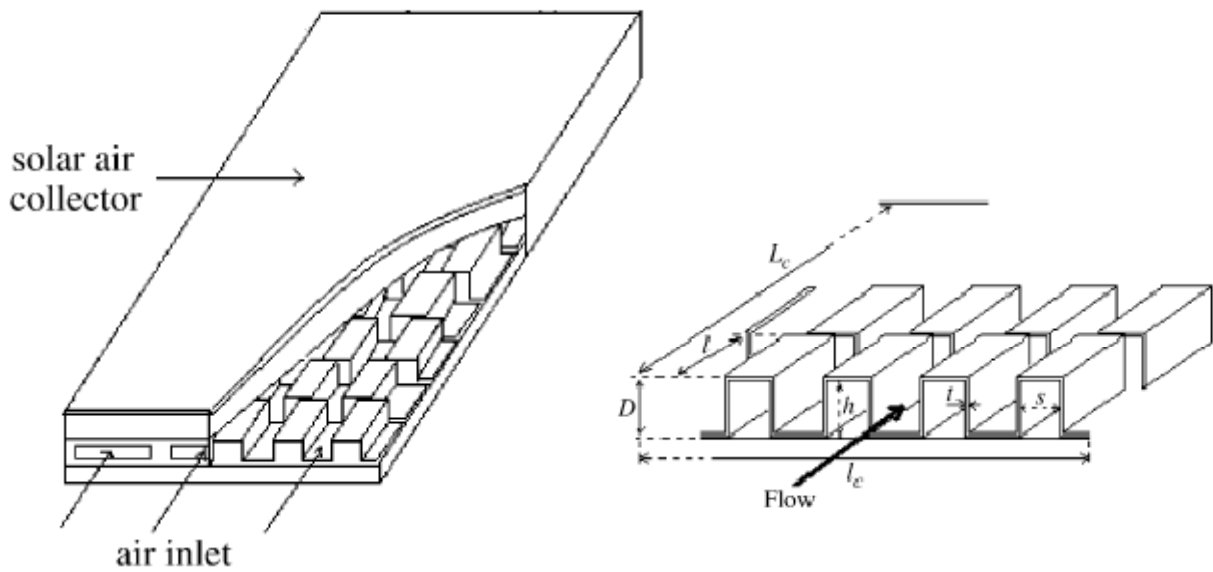


Figure II.6. Schéma de l'insolateur [Youcef-Ali, et al. ,2005]

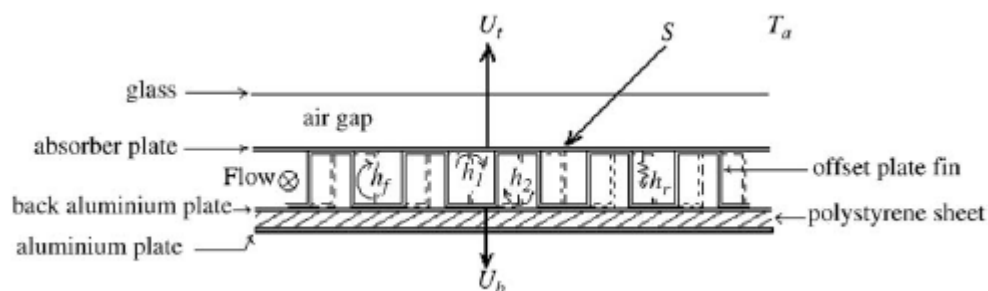


Figure II.7. Représentation Schématique des transferts thermiques dans l'insolateur [Youcef-Ali, et al. ,2005].

II.4. MODELISATION DE L'INSOLATEUR

On peut exprimer, de façon générale, le bilan thermique d'un insolateur par l'équation suivante rapportée à l'unité de surface :

$$\Phi_g = Q_u + Q_p + Q_s \quad (II.1)$$

Ce bilan se résume ainsi : le flux global Φ_g reçu par l'isolateur représente la somme de l'énergie utile Q_u emportée par le fluide caloporteur, des déperditions thermiques Q_p par les différents modes de transfert vers le milieu ambiant et l'énergie stockée Q_s dans les différentes parties de l'insolateur. Dans le cas du régime thermique permanent et pour les capteurs à air, la quantité d'énergie stockée Q_s dans les différentes parties de l'insolateur est négligeable, ce qui conduit à :

$$\Phi_g = Q_u + Q_p \quad (II.2)$$

Donc il faut déterminer Q_u qui est relié aux températures T_{fe} et T_{fs} , par l'expression :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{Q_u A_c}{\dot{m} C_p} \quad (II.3)$$

Divers démarches existent [Daguenet, 1985]:

- Modélisation " pas à pas " qui rend compte de l'évolution des températures de tous les éléments de insolateur dans le temps et l'espace.
- Modélisation globale.

Cette deuxième méthode est celle suivi par Hottel, Whillier et Bliss. Elle suppose que le régime est permanent et que les éléments de l'insolateur se trouve chacun à une température moyenne constante ; elle néglige donc les effets de l'inertie thermique, les données météorologiques proviennent de fichiers ou de formules approchées. Notre choix s'est porté sur cette méthode pour la modélisation et l'étude des performances de l'insolateur car la variation de la température à l'entrée du capteur est faible et les performances que nous déterminons sont instantanées.

L'équation de la chaleur dans le fluide caloporteur s'écrit :

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + \vec{V}_f \text{grad} T_f \right) = \text{div}(\vec{q}) + \sigma_T \quad (II.4)$$

Où q est le flux de conduction dans le fluide, σ_T l'amplitude volumique de la source de chaleur d'origine solaire par unité de volume du fluide caloporteur de masse volumique ρ

En régime permanent et en négligeant la conduction dans le fluide, il vient

$$\rho C_p \vec{V}_f \text{grad} T_f = \sigma_T$$

Où \vec{V}_f est la vitesse de fluide.

Si l'écoulement s'effectue suivant la coordonnée X, cette équation s'écrit :

$$\rho C_p V_f \frac{dT}{dx} = \sigma_T$$

Où :

$$\sigma_T = \frac{Qu}{e}$$

En introduisant le coefficient global de pertes thermique entre l'absorbeur et l'air extérieur U_L , la puissance utile apportée par l'air sortant de l'insolateur s'écrit:

$$Pu = A_c Qu = A_c \left((\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_1 - T_a) \right) \quad (II.5)$$

Où A_c est la surface de captation.

Si le transfert était idéal, on aurait $T_1 = T_f$ n'est jamais satisfaite, on est donc amené à définir un coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur " F' ", qui représente le rapport de la puissance utile à la puissance récupérée par l'insolateur lorsque la température de l'absorbeur est précisément celle du fluide.

$$F' = \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_1 - T_a)}{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a)}$$

Soit :

$$Pu = A_c F' \left((\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a) \right) \quad (II.6)$$

En introduisant le débit massique \dot{m} , l'équation de la chaleur s'écrit :

$$\dot{m} C_p \frac{\partial T_f}{\partial x} = l_c \cdot F' \left((\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_f - T_a) \right)$$

Si l'on suppose que F' et U_L ne dépendent pas de x , la solution est de la forme :

$$\frac{T_f - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L}} = \exp \left(- \frac{l_c \cdot x \cdot U_L \cdot F'}{\dot{m} C_p} \right)$$

La température T_{fs} du fluide à la sortie de l'insolateur de longueur L est donc telle que :

$$\frac{T_{fs} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L}}{T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L}} = \exp \left(- \frac{l_c \cdot L \cdot U_L \cdot F'}{\dot{m} C_p} \right)$$

Il est pratique d'exprimer la puissance utile en termes de conditions d'entrée en définissant un autre coefficient global de transfert air-absorbeur par :

$$F_R = \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_1 - T_a)}{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_{fe} - T_a)}$$

En introduisant le débit massique par m^2 d'insolateur $G_C = \frac{\dot{m}}{L}$, la puissance Q_u récupérée par le fluide par m^2 d'insolateur est :

$$\begin{aligned} Q_u &= G_C C_P (T_{fs} - T_{fe}) = G_C C_P \left(\left(T_{fs} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L} \right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L} \right) \right) \\ &= G_C C_P \left(\left(T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L} \right) \exp \left(- \frac{U_L \cdot F'}{G_C C_P} \right) - \left(T_{fe} - T_a - \frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L} \right) \right) \\ &= \frac{G_C C_P}{U_L} \left(1 - \exp \left(- \frac{U_L \cdot F'}{G_C C_P} \right) \right) \left(\frac{(\tau_v \alpha_n) \Phi_g}{U_L} - U_L (T_{fe} - T_a) \right) \\ Qu &= F_R \left((\tau_v \alpha_n) \Phi_g - U_L (T_{fe} - T_a) \right) \end{aligned} \quad (II.7)$$

Avec :

$$F_R = \left(\frac{\dot{m} C_P}{U_L} \right) \left[1 - \exp \left(- \frac{U_L F'}{\dot{m} C_P} \right) \right] \quad (II.8)$$

En introduisant la surface A_c de l'insolateur, le coefficient F_R s'écrit :

$$F_R = \left(\frac{\dot{m} C_P}{A_c U_L} \right) \left[1 - \exp \left(- \frac{A_c U_L F'}{\dot{m} C_P} \right) \right] \quad (II.9)$$

II.5. PUISSANCE ABSORBEE

La puissance incidente Φ_g reçue par un mètre carré de surface d'insolateur incliné d'un angle β peut être déterminée théoriquement (cf. Annexe), elle s'écrit :

$$\Phi_g = \Phi_{bg} + \Phi_{dg} \quad (I.10)$$

où: Φ_{bg} : est la composante directe,
 Φ_{dg} : est la composante diffuse.

La puissance transmise à travers le vitrage est donc égale à $(\Phi_{bg} \tau + \Phi_{dg} \tau_d)$ en désignant par τ la transmittivité totale directionnelle et τ_d la transmittivité totale hémisphérique. L'absorbeur capte la fraction α_n de cette puissance transmise et réfléchit vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_n)$. Si ρ_d est la réflectivité hémisphérique du vitrage, celui-ci réfléchit vers l'absorbeur la fraction $(1 - \alpha_n) \cdot \rho_d$. Ce

dernier absorbe à nouveau la fraction $\alpha_n(1 - \alpha_n) \cdot \rho_d$ est réfléchi vers le vitrage la fraction $(1 - \alpha_n)^2 \cdot \rho_d$. La fraction $(1 - \alpha_n)^2 \cdot \rho_d^2$ est, à nouveau, réfléchi vers l'absorbeur et ainsi de suite.

Après réflexions sur le vitrage, la fraction réfléchi vers l'absorbeur est $(1 - \alpha_n)^n \cdot \rho_d^n$ de sorte qu'après une infinité de réflexions, la puissance captée est :

$$\Phi_n = \sum_{n=0}^{\infty} (1 - \alpha_n)^n \cdot \rho_d^n (\Phi_{b\beta}\tau + \Phi_{d\beta}\tau_d) = \frac{\alpha_n(\Phi_{b\beta}\tau + \Phi_{d\beta}\tau_d)}{1 - (1 - \alpha_n) \cdot \rho_d} \quad (II. 11)$$

Le rendement optique η_0 de l'insolateur défini par le quotient $\frac{\Phi_n}{\Phi_g}$, également appelé "transmittivité-absorptivité effective" de l'insolateur et noté $(\tau_v \alpha_n)$ vaut donc :

$$\eta_0 = \tau_v \alpha_n = \frac{\alpha_n(\Phi_{b\beta}\tau + \Phi_{d\beta}\tau_d)}{(1 - (1 - \alpha_n) \cdot \rho_d)(\Phi_{b\beta} + \Phi_{d\beta})} \quad (II. 12)$$

Pour la suite, on se limitera à déterminer la puissance Φ_n par m^2 de surface de captation de l'insolateur en utilisant la formule suivante :

$$\Phi_n = (\tau_v \alpha_n) \Phi_g \quad (II. 13)$$

II.6. CALCUL DES PERTES THERMIQUES

Supposons que :

- Le régime est permanent ;
- La puissance Q_v absorbée par la vitre est négligeable ;
- Les températures de l'absorbeur et de la plaque d'aluminium sont confondues.

Ces hypothèses nous permettent d'exprimer les pertes globales de l'absorbeur Q_p par m^2 de surface de captation de l'insolateur à l'aide du coefficient de pertes U_L et l'inverse est la résistance au transfert thermique entre les potentiels T_1 et T_a :

$$Q_p = U_L(T_1 - T_a) = Q_{p1} + Q_{p2} \quad (II. 14)$$

Si les pertes latérales sont négligeables, Q_{p1} désignera les pertes à l'avant et Q_{p2} , les pertes à l'arrière.

II.6.1. Pertes à l'avant

Afin de déterminer le coefficient de pertes à l'avant U_t qui dépend de plusieurs paramètres, Une équation empirique pour le coefficient de perte par le bas du collecteur U_t a été développée par Klein après le procédé de base de Hottel et Woertz (1942) et Klein (1975) [Duffie et Beckman, 1980]:

$$U_t = \frac{1}{\frac{N}{C/T_1 \left(\frac{(T_1 - T_a)^e}{(N + f)} \right)} + \frac{1}{h_{vv}}} + \frac{\sigma(T_1 + T_a)(T_1^2 + T_a^2)}{(\varepsilon_1 + 0.00591Nh_{vv})^{-1} + \frac{(2N + f - 1 + 0.133\varepsilon_1)}{\varepsilon_v - N}} \quad (II. 15)$$

Les températures T_1 et T_a sont exprimées en [K].

Cette équation est valable pour :

$$47^\circ\text{C} < T_1 < 147^\circ\text{C}, \quad -13^\circ\text{C} < T_a < 37^\circ\text{C}, \quad 0.1 < \varepsilon_v < 0.95,$$

$$v_v < 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \quad 1 < N < 3, \quad \text{et} \quad 0 < \beta < 90^\circ$$

Où :

- N : est le nombre de couvertures en verre ($N = 2$) ;
- ε_v : est l'émissivité de la vitre ;
- ε_1 : est l'émissivité de l'absorbeur ;
- f : est le facteur correctif tenant compte de l'effet du vent, il s'exprime par :
 $f = (1 + 0.089h_{vv} - 0.1166h_{vv}\varepsilon_1)(1 + 0.07866N)$
- C : est le facteur tenant compte de l'influence de l'inclinaison de l'insolateur sur les coefficients de convection dans les conduits non utiles, il est exprimé par :
 Pour $0^\circ < \beta < 70^\circ$
 $C = 520(1 - 0.000051\beta^2)$
 Et Pour $70^\circ < \beta < 90^\circ$, prendre $\beta = 70^\circ$
- β : est l'angle d'inclinaison du capteur [$^\circ$]
- e : est calculé par la relation suivante : $e = 0.430(1 - 100/T_1)$

II.6.2. Pertes à l'arrière

L'expression des pertes de la face arrière de l'insolateur est :

$$U_b = \left[\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{1}{h_{vv}} \right]^{-1} \quad (II. 16)$$

Où:

h_{vv} : est le coefficient d'échange convectif du au vent, entre la face inférieure de l'insolateur et l'air extérieur.

II.7 MODELISATION DES COEFFICIENTS D'ÉCHANGE THERMIQUE

En plus des hypothèses générales mentionnées pour la modélisation des capteurs utilisant la méthode globale, on pose les hypothèses particulières suivantes :

- La conduction thermique dans le sens de l'écoulement est négligeable ;
- Le vent extérieur est supposé de direction toujours parallèle aux faces de l'insolateur ;
- Les gradients transversaux de température dans l'absorbeur sont négligés (la conductivité thermique de l'absorbeur est supposée très grande).

Pour déterminer les divers coefficients d'échange thermique, les relations suivantes sont utilisées, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, convection ou rayonnement.

II.7.1 Transfert conductif

Le coefficient d'échange par conduction à travers l'isolant et le bois vers l'arrière de l'insolateur est donné par :

$$h_{cond} = \left[\frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_b}{\lambda_b} \right]^{-1} \quad (II.17)$$

Où:

- λ_{is} et λ_b : sont respectivement les conductivités thermiques de l'isolant et du bois.
- e_{is} et e_b : sont respectivement les épaisseurs de l'isolant et du bois.

II.7.2 Transfert convectif

On distingue deux types d'échanges convectifs :

- Ceux dus au vent
- Ceux intervenant dans l'insolateur

II.7.2.1 Transfert convectif du au vent

Pour rendre compte d'une façon plus globale de l'effet du vent sur la surface extérieure, la majorité des auteurs utilise la corrélation de Hottel et Wortz, rapporté dans [Duffie et Beckman 1980].

$$h_{vv} = 5.67 + 3.86 \cdot v_v \quad (II.18)$$

D'autre auteur utilisent :

$$\begin{aligned} h_{vv} &= 7.5 + 4 \cdot v_v && \text{Pour } 0 \leq v_v \leq 4 \\ h_{vv} &= 7.3 \cdot v_v^{0.8} && \text{Pour } 0 \leq v_v \leq 4 \end{aligned} \quad (II.19)$$

Une comparaison numérique de ces formules montre que les écarts les plus forts sont obtenus en faible vitesse de vent, la convection naturelle étant alors surévaluée dans la relation (II.19), Nous avons adopté en définitive la relation (II.18).

II.7.2 Transfert convectif dans le dans la veine d'air mobile

En ce qui concerne la convection forcée, et dans le cas des conduits rectangulaires, l'échange entre l'absorbeur et le fluide caloporteur est caractérisé par le coefficient :

$$h_f = \frac{N_u \lambda_f}{D_H} \quad (II. 20)$$

Pour calculer le nombre de Nusselt, la corrélation du facteur de colburn est recommandée (Manglik et Bergles, 1995) rapporté dans [Youcef-Ali, et al. ,2005], est utilisé pour des échangeurs de chaleur plat muni d'ailettes et représente les données dans le régime laminaire, transition et turbulent :

$$N_u = j. Re Pr^{1/3} \quad (II. 21)$$

Avec:

$$j = 0.6522 Re^{-0.5403} \alpha^{-0.1541} \delta^{0.1499} \gamma^{-0.0678} [1 + 5.269 \cdot 10^{-5} \alpha^{0.504} \delta^{0.456} \gamma^{-1.055}]^{0.1}$$

Où le nombre de Reynolds est donné par :

$$Re = V_f \frac{D_H}{v_f}$$

La vitesse de l'air dans le conduit mobil V_f , dépend des paramètres géométriques de la veine d'air utile et de la forme des ailettes (figure II.6), elle s'exprime par :

$$v_f = \frac{\dot{m}}{\rho_f A_d} \quad (II. 22)$$

La section de passage de l'air A_d dans la veine d'air mobile, est calculée comme suit :

$$A_d = l_c D - \frac{l_c}{s+t} t(s+h+t) \quad (II. 23)$$

Le diamètre hydraulique est défini par (Manglik et Bergles, 1995) comme suit :

$$D_H = \frac{4shl}{2(sl+hl+th)+ts} \quad (II. 24)$$

Le coefficient d'échange entre la plaque d'aluminium et le fluide caloporteur est donné par :

$$h_1 = h_2 = h_f \quad (II. 25)$$

II.7.3 Transfert radiatif

On considère un transfert radiatif entre deux plaques parallèles de température T_1 et T_2 . On applique la formule [Takeo, et al. ,2002] :

$$h_r = \frac{\sigma(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1 - \varepsilon_1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{F_{12}} + \frac{1 - \varepsilon_2}{\varepsilon_2} \frac{S_1}{S_2}}$$

Où:

ε_i : est l'émissivité du milieu i de surface S_i)

- F_{12} : est le facteur de forme géométrique entre les surfaces S_1 et S_2 , pris généralement pour les diverses parties de l'insolateur égale à 1
- σ : est la constante de Stephan-Boltzmann.

Le coefficient de transfert de chaleur entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant, rapporté dans [Youcef-Ali, et al., 2005] s'écrit :

$$h_r = \frac{\sigma(T_1 + T_2)(T_1^2 + T_2^2)}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} \quad (II. 26)$$

II.8. ALGORITHME DE CALCUL DES PERFORMANCES DE L'INSOLATEUR PLAN A AIR

Les différentes étapes de l'algorithme de calcul des performances thermiques de l'insolateur sont présentées sur la *figure II.8*. En utilisant la méthode globale de Hottel, Whillier et Bliss, rapporté dans [Youcef-Ali, et al., 2005], elles donnent une parfaite concordance entre les résultats de l'expérience et ceux de la simulation, ces étapes de calcul sont les suivants :

1. Introduction des données

- Dimension de l'insolateur ;
- Caractéristiques des ailettes ;
- Données météorologique Φ_g, T_a, V_v ;
- Débit massique du fluide caloporteur \dot{m} ;
- Température d'entrée du fluide T_{fe} .

2. Initialisation des températures moyennes

- Du fluide dans l'insolateur T_f ;
- Du l'absorbeur T_1 ;
- De la plaque d'aluminium placée sur l'isolant T_2 ;

3. Calcul des coefficients du transfert

- Coefficient du transfert convectif du au vent h_{vv} , voir équation (II. 18) ;
- Coefficient du transfert convectif dans la veine d'air mobile h_f , voir équation (II. 20) ;
- Coefficient du transfert radiatif entre l'absorbeur et la plaque d'aluminium placée sur l'isolant h_r , voir équation (II. 26) ;

4. Calcul des coefficients des pertes thermiques

- Pertes à l'avant U_t , voir équation (II. 14) ;
- Pertes à l'avant U_b , voir équation (II. 16) ;
- Pertes totales U_L en tenant compte des échanges radiatif, il s'écrit :

$$U_L = \frac{(U_b + U_t)(h_r h_2 \Phi + h_r h_1 + h_1 h_2 \Phi) + U_b U_t (h_1 + h_2 \Phi)}{h_r h_2 \Phi + h_r h_1 + U_b h_1 + h_1 h_2 \Phi} \quad (II. 27)$$

5. Calcul d'autres coefficients appartenant dans le modèle

- La quantité sans dimensions Φ , il s'écrit :

$$\Phi = 1 + \frac{A_f}{A_c} \eta_f$$

- La surface totale des ailettes A_f , il s'écrit :

$$A_f = 4(lh + th) \frac{L_c}{2l} \frac{l_c}{s + t}$$

- L'efficacité des ailettes η_f , il s'écrit :

$$\eta_f = \frac{\tanh(m D)}{m D}$$

Dans laquelle :

$$m = \sqrt{\frac{2h_f}{k_f t}}$$

- coefficient d'efficacité local de transfert air-absorbeur " F' ", il s'écrit :

$$F' = \frac{h_r h_2 \Phi + h_r h_1 + U_b h_1 + h_1 h_2 \Phi}{(U_t + h_1 + h_r)(U_b + h_2 \Phi + h_r) - h_r^2} \quad (II. 28)$$

- coefficient de correction " F_R ", voir équation (II. 9) ;

6. Calcul de la puissance utile Q_u , voir équation (II. 7) ;

7. Calcul des températures

Les températures moyennes de l'absorbeur et de la plaque d'aluminium sont obtenues par la résolution du bilan énergétique.

- Température de l'absorbeur T_1 , elle s'écrit :

$$T_1 - T_f = \frac{S(U_b + h_2 \Phi + h_r) - (T_f - T_a)(U_b U_t + U_b h_r + U_t h_2 \Phi + U_t h_r)}{(U_t + h_1 + h_r)(U_b + h_2 \Phi + h_r) - h_r^2} \quad (II. 29)$$

- Température de la plaque d'aluminium muni d'ailettes T_2 , elle s'écrit

$$T_2 - T_f = \frac{h_r S - (T_f - T_a)(U_b U_t + U_b h_r + U_t h_r + U_b h_1)}{(U_t + h_1 + h_r)(U_b + h_2 \Phi + h_r) - h_r^2} \quad (II. 30)$$

La température moyenne de l'écoulement d'air a été montrée par Klein par la formule suivante:

$$T_f = T_{fe} + \frac{Q_u/A_c}{F_R U_L} \left(1 - \frac{F_R}{F'}\right) \quad (II. 31)$$

8. Comparer, la valeur initiale de T_n et celle calculée. Si l'écart est trop important, réitérer à partir de la troisième étape (**3**), sinon continuer.

9. Calcul de

- La température du fluide à la sortie du capteur :

$$T_{fs} = T_{fe} + \frac{Q_u A_c}{\dot{m} C_p} \quad (II. 32)$$

- Le rendement thermique de l'insolateur :

$$\eta = \frac{Q_u}{\Phi_g} \quad (II. 32)$$

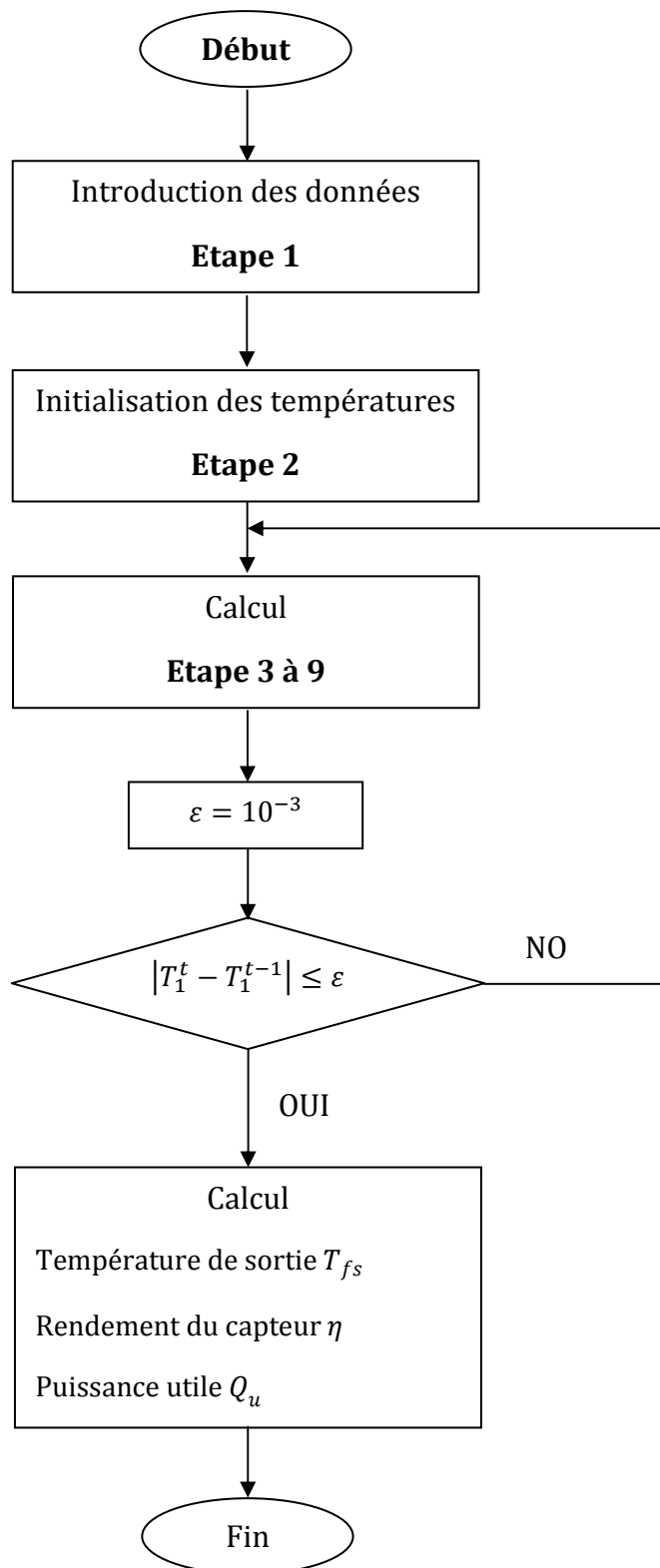


Figure II.8. Organigramme simplifié de sous programme INSOLATEUR

II.9. CONCLUSION

Nous avons développé un algorithme assez simple qui nous permet de calculer les performances thermiques instantanées de l'isolateur plan à air muni d'ailettes introduites dans la veine d'écoulement de l'air, afin d'améliorer les performances thermiques par l'augmentation des échanges thermiques. Connaissant les données d'entrée de l'air dans cet insolateur, on peut donc calculer les paramètres de sortie de ce capteur.

Sachant que l'insolateur plan est placé en amont de l'armoire de séchage, les conditions de l'air à la sortie de ce capteur sont alors celles de l'air à l'entrée de l'armoire de séchage. Par conséquent, dans la chaîne énergétique, le sous programme INSOLATEUR va jouer le rôle de données d'entrée du sous-programme qui simule le séchoir et l'ensemble fera l'objet d'un code de calcul qui nous permettra de prévoir les performances du séchoir solaire.

CHAPITRE III

CARACTERISATION

III.1 INTRODUCTION	49
III.2 CARACTERISATION TECHNOLOGIQUE	49
III. 2.1 Equilibre entre l'humidité de l'air et le produit.....	49
➤ <i>Activité en eau d'un produit</i>	49
➤ <i>Teneur en eau</i>	51
➤ <i>Isothermes de sorption</i>	51
III. 2.2 Modélisation des isothermes de sorption.....	53
III. 2.3 Détermination de la chaleur isostérique de sorption	59
III.2.4 Modélisation des cinétiques de séchage.....	61
III.2.4.1 Courbes de séchage.....	61
III.2.4.2 Modèles théoriques de séchage en couche mince	61
III.3 CARACTERISATION PHYSIQUE	63
➤ III.3.1.1 Masses volumiques.....	63
➤ III.3.1.2 Conductivités thermiques	66
➤ III.3.1.3 Chaleur spécifique	67
III.4 CONCLUSION	68

CHAPITRE III**CARACTERISATION****III.1 INTRODUCTION**

Chaque produit considéré a subi des caractérisations diverses, technologiques, texturales, physiques, fonctionnelles et finalement, les contenus microbiologique et nutritionnel, Dans le tableau suivant, sont résumées toutes les caractérisations réalisées sur le produit afin de simuler numériquement son processus de séchage en tenant compte le phénomène de rétrécissement volumique du produit.

Tableau III.1. Différentes caractérisations des produits [Albitar, 2010].

Famille	Caractérisation retenue
Technologique	Teneur en eau Isotherme de sorption Cinétique de séchage
Texturale	Taille
Physique	Masse volumique Conductivité thermique Chaleur spécifique

Le séchage en tant qu'opération d'élimination physique par évaporation de l'eau contenue dans les aliments devrait pouvoir, en signe de qualité, préserver la totalité sinon une bonne part de ces divers composés et différentes molécules actives. La capacité de préservation d'un produit naturel (naturellement ayant un contenu initial très élevé en eau) doit être étroitement liée à une très faible activité de l'eau du produit.

III.2 CARACTERISATION TECHNOLOGIQUE**III. 2.1 Equilibre entre l'humidité de l'air et le produit.**➤ Activité en eau d'un produit

L'activité en eau d'un produit a_w traduit le degré d'attachement de l'eau au support solide. Elle se définit par rapport à un état de référence qui est celui de l'eau pure, pour laquelle l'activité est, par convention, égale à 1. L'activité en eau se définit à l'équilibre par rapport au potentiel chimique de l'eau [Bossart, 2006]:

$$\mu_{eau(P,T)} - \mu'_{eau(P,T)} = RT \log a_w \quad (III. 1)$$

où $\mu_{eau(P,T)}$: potentiel chimique de l'eau dans le produit [$J mol^{-1}$]

$\mu'_{eau(P,T)}$: potentiel chimique de l'eau pure à la même température [$J mol^{-1}$]

R : constante des gaz parfaits [$J mol^{-1}K^{-1}$]

T : température [K]

Bien que mesurées sur deux échelles analogues, l'humidité relative (de 0 à 100%) et l'activité en eau (de 0 à 1) n'ont pas la même signification physique. L'humidité relative se rapporte à la phase gazeuse tandis que l'activité en eau se réfère à la phase condensée de l'eau adsorbée et à la variation de potentiel chimique qu'elle a subi.

Cependant, en supposant que la vapeur d'eau soit un gaz parfait et que l'équilibre thermodynamique soit atteint, l'activité en eau dans un produit solide ou dans une solution est égale à l'humidité relative de l'atmosphère en équilibre avec la phase condensée, à la température considérée, avec une erreur inférieure à 0,2%.

L'activité de l'eau d'un produit peut donc se définir par le rapport entre la pression de vapeur d'eau dans le produit et la pression de vapeur générée par de l'eau pure à la même température :

$$a_w = \left(\frac{P_{vsol}}{P_w(T_s)} \right)_T \tag{III.2}$$

Pour $0 < T_s < 45^\circ C$,

$$P_w(T_s) = \exp \left(23,326 - \frac{3802,7}{T_s + 273} - \left(\frac{472,68}{T_s + 273} \right)^2 \right)$$

Pour $T_s > 45^\circ C$,

$$P_w(T_s) = \exp \left(23,196 - \frac{3816,44}{T_s + 273} \right)$$

Avec

$$0 < a_w \leq 1$$

- où
- a_w : activité en eau du produit [-]
 - P_{vsol} : pression partielle de vapeur d'eau d'une substance [Pa]
 - $P_w(T_s)$: pression de vapeur saturante de l'eau pure à la même température que le produit [Pa]

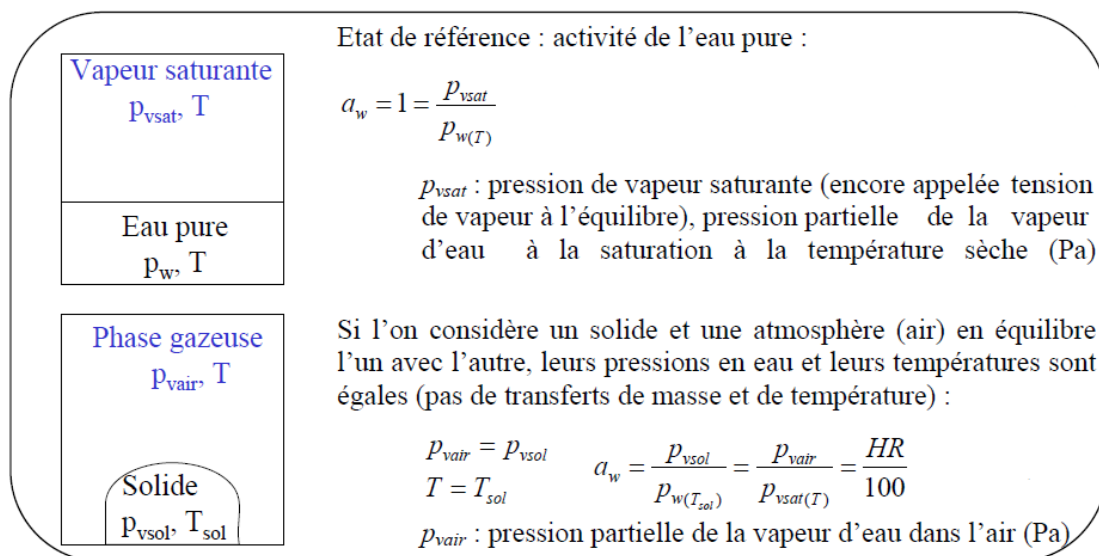


Figure III.1 : Similitude entre l'humidité relative et l'activité en eau [Bossart, 2006].

L'humidité relative φ_f , exprimée en pourcent, et l'activité de l'eau a_w sont des grandeurs directement proportionnelles (Figure III.1).

La (Figure III.2) illustre l'importance de cette notion d'activité de l'eau dans un produit pour la conservation des denrées alimentaires.

- Pour $a_w < 0,9$, la plupart des bactéries nocives cessent de croître dans le produit donné ;
- Pour $a_w < 0,8$, beaucoup d'enzymes sont inactives ;
- Pour $a_w < 0,75$, la prolifération des bactéries halophiles est arrêtée ;
- Pour $0,7 < a_w < 0,8$, les réactions de Maillard (brunissement non enzymatique des sucres en présence de groupements amines) présentent un maximum.

La zone optimale de conservation des produits, sans additif ni réfrigération, correspond à des valeurs d'activité a_w comprises entre 0,25 et 0,35.

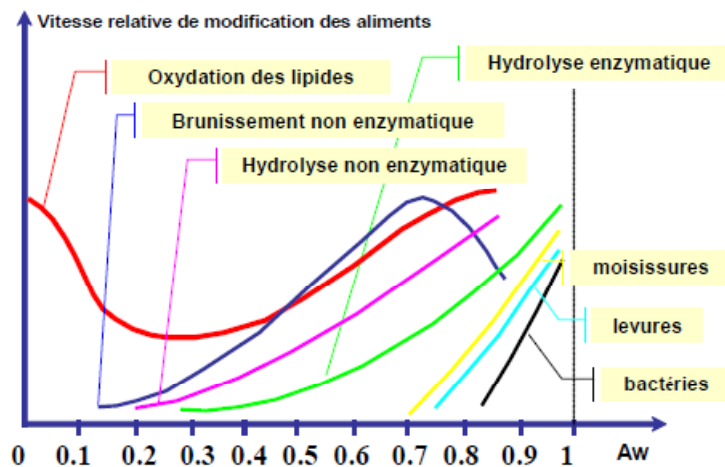


Figure III.2 : Vitesse de détérioration des aliments en fonction de l'activité de l'eau [Touati, 2008].

➤ Teneur en eau

La teneur en eau d'un matériau hygroscopique où l'humidité absolue est définie par la masse d'eau contenue dans un produit, exprimée en pourcentage de la masse sèche de ce produit. Cette valeur est importante pour tous les produits vendus au poids.

$$X_{eq} = \frac{M_h - M_s}{M_s} \quad (III.3)$$

où: X_{eq} : teneur en eau d'équilibre [% M_s]
 M_h : masse humide [kg]
 M_s : masse sèche [kg]

➤ Isothermes de sorption

a. I-2.5.3.1 Définition

L'activité a_w de l'eau dans un produit dépend principalement de sa teneur en eau X et de sa température T . La courbe représentant pour une température T donnée la teneur en eau X d'un produit en fonction de la valeur de l'activité de l'eau a_w ou de l'humidité relative de l'air en équilibre φ_f est

appelée :

- Isotherme d'adsorption si elle a été déterminée expérimentalement en partant d'un produit sec.
- Isotherme de désorption si elle a été déterminée expérimentalement en partant d'un produit saturé en eau.

Les deux courbes sont en général différentes (*Figure III.3*) car le séchage d'un produit (passage de $a_w = 1$ à $a_w < 0,6$) entraîne des modifications de structure et de porosité irréversibles [*Jannot, 2008*].

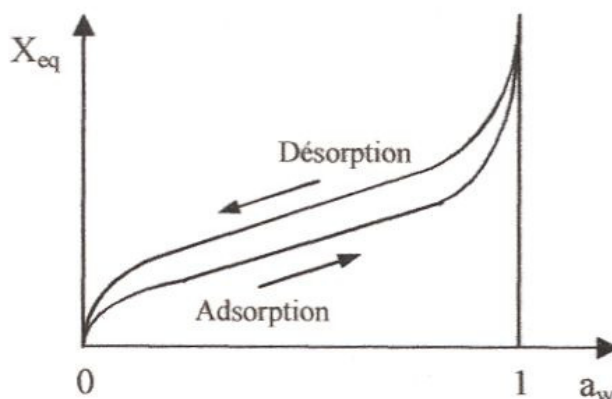


Figure III.3 : Allure générale des isothermes de sorption [Jannot, 2008]

La connaissance de l'isotherme de désorption est particulièrement importante en vue du séchage d'un produit par entraînement : produit placé dans un courant d'air chaud et sec à T_a, φ_f . La connaissance de l'isotherme de désorption permet de calculer la teneur en eau d'équilibre X_{eq} du produit avec l'air de séchage qui est la limite vers laquelle va tendre la teneur en eau X du produit en fin de séchage. La valeur de X_{eq} est un paramètre qui apparaît en particulier dans les modèles permettant de prévoir l'évolution de la teneur en eau d'un produit au cours de son séchage.

b. Forme générale des isothermes

Les isothermes d'adsorption/désorption présentent en général trois zones, chaque zone correspondant à un mode de fixation particulier de l'eau sur le produit [*Jannot, 2008*]:

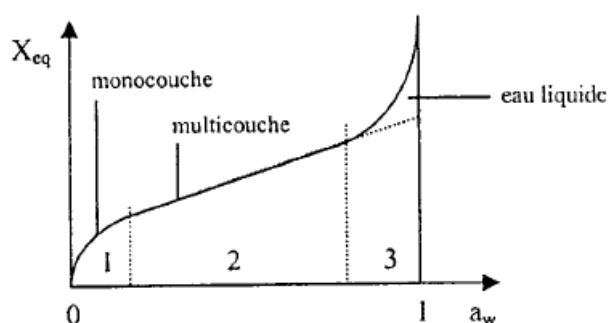


Figure III.4 : Différentes zones des isothermes de sorption [Jannot, 2008]

- *Zone 1 : Constitution d'une monocouche moléculaire à la surface du produit.*

Elle est caractéristique de l'action des forces de Van der Waals entre les Groupements hydrophiles et les molécules d'eau. L'adsorption des molécules d'eau se fait progressivement jusqu'à constituer une monocouche recouvrant toute la surface externe des pores du produit.

L'eau est dans un état rigide en raison de l'importance des forces de liaisons entre les molécules d'eau et la surface. Le passage à la zone suivante s'effectue quand toute la surface est saturée.

- *Zone 2 : Adsorption des molécules sur la monocouche initiale.*

L'isotherme est linéaire dans cette zone et l'eau est dans un état intermédiaire entre solide et liquide.

- *Zone 3 : Eau présente à l'état liquide dans les pores du matériau.*

L'épaisseur de la pellicule est suffisante pour que l'eau soit présente à l'état liquide dans les pores du matériau. L'eau microcapillaire constitue une phase continue.

III. 2.2 Modélisation des isothermes de sorption

Plusieurs modèles mathématiques, relations empiriques reposant sur des bases plus ou moins physiques, Plus de 70 modèles pour le lissage des isothermes de sorption sont utilisés dans la littérature [Touati, et al., 2007], nous avons présenté les modèles empiriques et semi empiriques les plus connus (Tableau III.2) pour décrire la relation entre la teneur en eau d'équilibre, l'humidité relative d'équilibre et la température. De ces modèles, nous choisissons le modèle de GAB (de Guggenheim - Anderson - de Boer), le modèle le plus largement utilisé par les chercheurs, est applicable pour les activités de l'eau comprises entre 0.05 et 0.95. Ce modèle permet non seulement de calculer la teneur en eau de la couche mono-moléculaire mais permet aussi de déterminer la chaleur de sorption de la couche mono-moléculaire et de la multicouche.

Tableau III.2 : Modèles de description des isothermes de sorption.

Nom de l'équation	Equation
BET	$X = \frac{X_0 \cdot C \cdot a_w}{[(1 - a_w) + (C - 1)(1 - a_w)a_w]}$
GAB (Guggenheim–Andersen–de Boer)	$X = \frac{X_m \cdot C \cdot K \cdot a_w}{[(1 - K \cdot a_w)(1 - K \cdot a_w + C \cdot K \cdot a_w)]}$ $C = C_0 \cdot \exp\left(\frac{\Delta H_C}{RT}\right)$ $K = K_0 \cdot \exp\left(\frac{\Delta H_K}{RT}\right)$
Chung–Pfof	$a_w = \exp[-k/RT \exp(-cX)]$
Modified Chung–Pfof	$X = (-1/n) \ln\{-[-(T + c) \ln(a_w)/k]\}$
Chen	$a_w = \exp[k - c \exp(-bX)]$
Halsey	$a_w = \exp[-k/X^n]$
Modified Halsey	$a_w = \exp[-\exp(kT + c)X^{-n}]$
Henderson	$1 - a_w = \exp(-kTX^n)$
Modified Henderson	$X = \{\ln(1 - a_w)/[-k(T + c)]\}^{1/n}$
Iglesias–Chirife	$\ln[X + (X^2 + X0.5)^{1/2}] = ka_w + c$
Oswin	$X = k(a_w/1 - a_w)^n$

L'équation de GAB peut être écrite selon la forme suivante :

$$X_{eq} = \frac{X_m \cdot C \cdot K \cdot a_w}{[(1 - K \cdot a_w)(1 - K \cdot a_w + C \cdot K \cdot a_w)]} \quad (III. 4)$$

X_{eq} : Teneur en eau à l'équilibre (g/100g de MS) ;

X_m : Teneur en eau correspondant à la saturation de chaque site primaire d'adsorption par une molécule d'eau (couche mono-moléculaire);

C : Constante de Guggenheim reliant la monocouche à la chaleur de sorption ;

K : Facteur de correction des propriétés des molécules des multicouches ;

a_w : Activité de l'eau ;

$$C = C_0 \cdot \exp\left(\frac{\Delta H_C}{RT}\right) \quad (III. 5)$$

$$K = K_0 \cdot \exp\left(\frac{\Delta H_K}{RT}\right) \quad (III. 6)$$

T : Température absolue (K);

R : Constante universelle des gaz parfaits (8,314 kJ/mol.K);

ΔH_C et ΔH_K : Sont les fonctions des chaleurs de sorption, qui s'écrivent comme suit :

$$\Delta H_C = H_M - H_n$$

$$\Delta H_K = H_1 - H_n$$

H_M : Chaleur totale de sorption de la première couche sur les sites primaires;

H_n : Chaleur totale de sorption des multicouches, qui diffère de la chaleur de condensation de l'eau pure;

H_1 : Chaleur latente de condensation de l'eau (43 kJ/mol à 25 °C).

Le développement des points de mesures expérimentales (Tableau III.4) de la teneur en eau d'équilibre X_{eq} d'adsorption de la figue, pour quatre températures, 15 °C, 30°C, 45 °C et 60°C par le modèle mathématique choisi est identifié par lissage dans le *tableau III.4*.

Tableau III.3 : valeurs mesurés expérimentalement par [Maroulis, et al. ,1988].

Température	Activité d'eau	Teneur en eau d'équilibre X_{eq}
		Figues
15°C	0.113	06.0
	0.234	06.7
	0.333	07.4
	0.432	10.4
	0.559	14.9
	0.607	17.8
	0.741	29.9
	0.756	32.1
	0.859	54.7
	0.920	71.2
30°C	0.113	03.0
	0.216	03.6
	0.324	04.7
	0.432	08.3
	0.514	11.7
	0.560	14.2
	0.691	25.1
	0.751	34.0
	0.836	52.8
	0.900	73.6
45°C	0.112	02.0
	0.195	02.8
	0.311	04.0
	0.432	07.5
	0.469	09.2
	0.520	11.5
	0.640	20.2
	0.745	30.9
	0.817	44.2
	0.880	74.1
60°C	0.110	01.1
	0.160	01.9
	0.293	03.1
	0.432	06.5
	0.440	07.0
	0.497	09.1
	0.580	12.0
	0.745	26.9
	0.803	35.6
	0.840	73.2

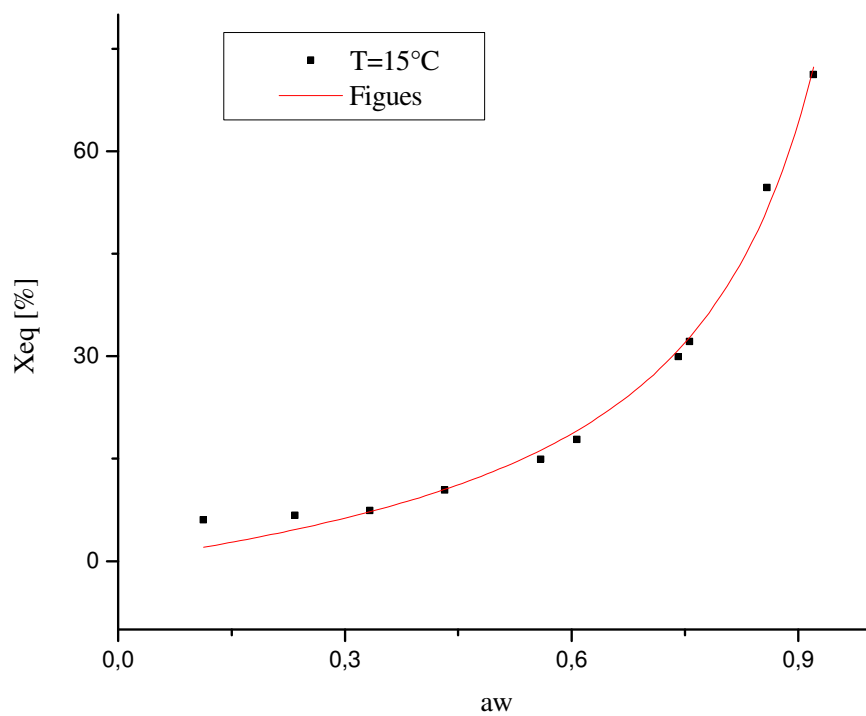


Figure III.5 Isothermes d'adsorption de la figue lisses par le modèle de GAB à ($T = 15^{\circ}\text{C}$)

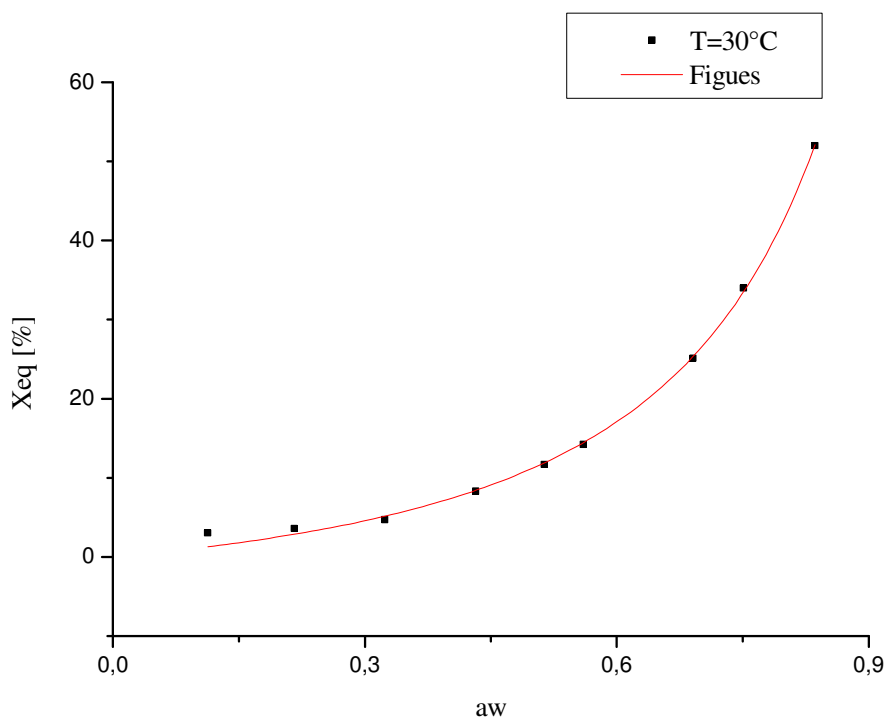


Figure III.6 Isothermes d'adsorption de la figue lisses par le modèle de GAB à ($T = 30^{\circ}\text{C}$)

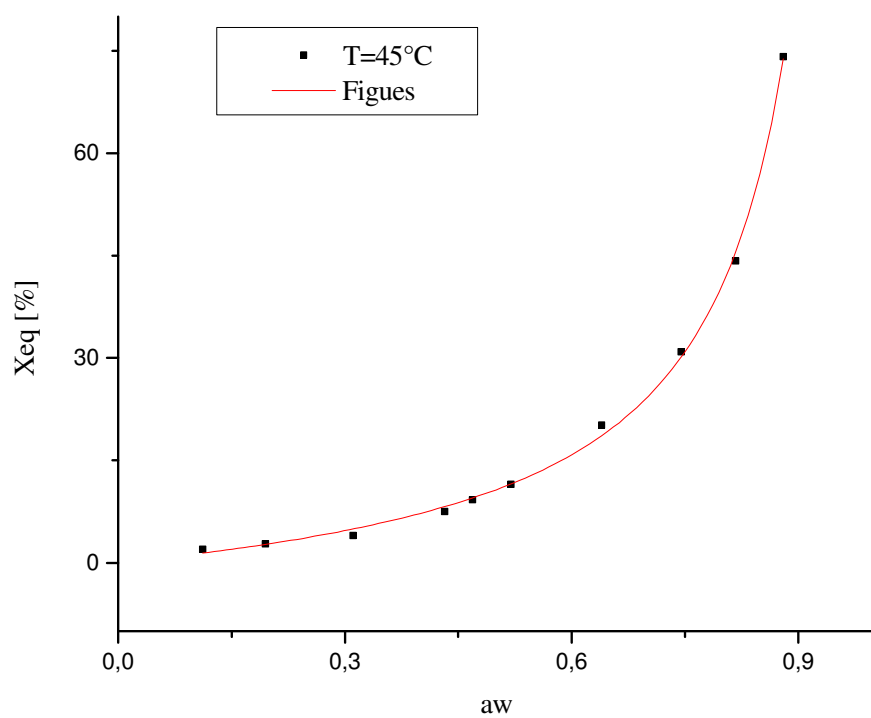


Figure III.7 Isothermes d'adsorption de la figue lissées par le modèle de GAB à ($T = 45^\circ\text{C}$)

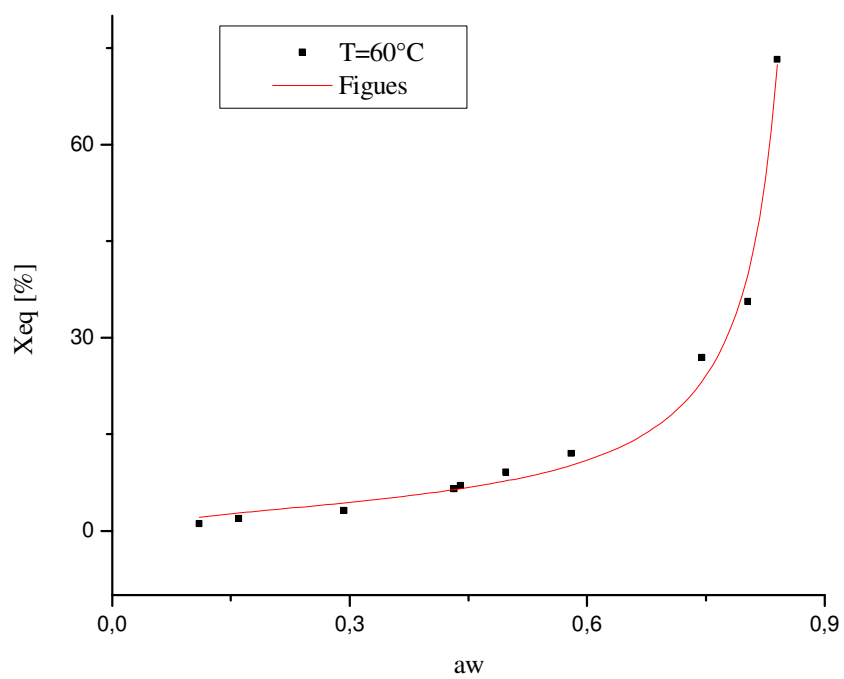


Figure III.8 Isothermes d'adsorption de la figue lissées par le modèle de GAB à ($T = 60^\circ\text{C}$)

Les courbes d'isothermes d'adsorption présentent une forme sigmoïdale. Ces résultats obtenus sont similaires avec les résultats rapportés dans la littérature.

Pour des températures élevées, l'état d'excitation des molécules est plus élevé, entraînant une diminution des forces d'attraction des molécules d'eau entre elles. Pour des températures constantes, l'activité de l'eau a_w augmente avec la teneur en eau d'équilibre X_{eq} .

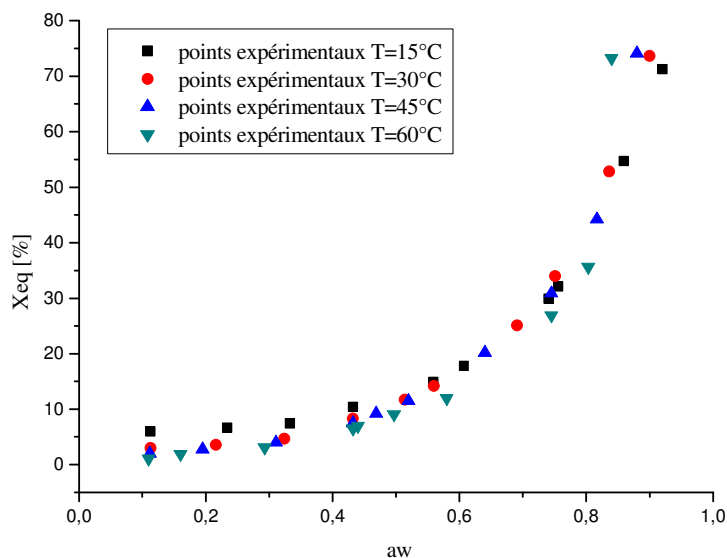


Figure III.9 : Influence de la température sur les isothermes d'adsorption du figue.

La figure III.9 représente la variation de la teneur en eau d'équilibre X_{eq} d'adsorption en fonction de l'activité de l'eau a_w du milieu pour les quatre températures étudiées 15, 30, 45 et 60°C. Cette figure montre que pour une activité de l'eau a_w du milieu constante, la teneur en eau d'équilibre X_{eq} d'adsorption augmente inversement avec la température.

La régression non linéaire indirecte à été employée pour évaluer les paramètres du modèle choisi avec le procédé de Levenberg-Marquardt en utilisant le programme OriginPro 8 (Tableau III.4). La qualité de l'ajustement a été déterminée en utilisant les paramètres statistiques (r , χ^2).

Tableau III.4 : paramètres du modèle des isothermes d'adsorption

Température	Paramètre	Figues
15°C	X_m	14.04314
	C	1.30358
	K	0.90426
	r	0.99592
	χ^2	5.18831
30°C	X_m	19,45766
	C	0.5455
	K	0.91196
	r	0.99907
	χ^2	0.68914

45°C	X_m	10.02907
	C	1.15271
	K	0.99847
	r	0.99931
	χ^2	0.95588
60	X_m	3.79618
	C	6.59927
	K	1.12854
	r	0.99547
	χ^2	5.90712

III. 2.3 Détermination de la chaleur isostérique de sorption

Le principe de Vant Hoff Le Chatelier prédit qu'à teneur en eau constante, la pression de vapeur saturante diminue avec l'augmentation de la température. Il est donc possible de calculer la chaleur isostérique Q_{st} qui représente l'énergie de fixation de l'eau au substrat et donc la chaleur supplémentaire à la chaleur de vaporisation de l'eau pure nécessaire pour déshydrater le produit. Q_{st} peut être calculée en utilisant les courbes de sorption obtenues à différentes températures et l'équation de Clausius-Clapeyron:

$$\frac{\partial \ln(a_w)}{\partial(T)} = \frac{Q_{st}}{RT^2} \quad (III. 7)$$

En intégrant l'équation (III. 7) on obtient :

$$\ln(a_w) = -\left(\frac{Q_{st}}{R}\right)\frac{1}{T} + cst \quad (III. 8)$$

Les courbes donnant $\ln(a_w)$ en fonction de $\frac{1}{T}$ à une teneur en eau constante sont appelées isostère de sorption, nous avons élaboré un simple programme itératif pour les construire (Figure III.10), On constate un parfait accord du profil avec les résultats obtenus par [Mujumdar, 2006] et [Stamatios, et al. ,2004] pour d'autre produit agro-alimentaire.

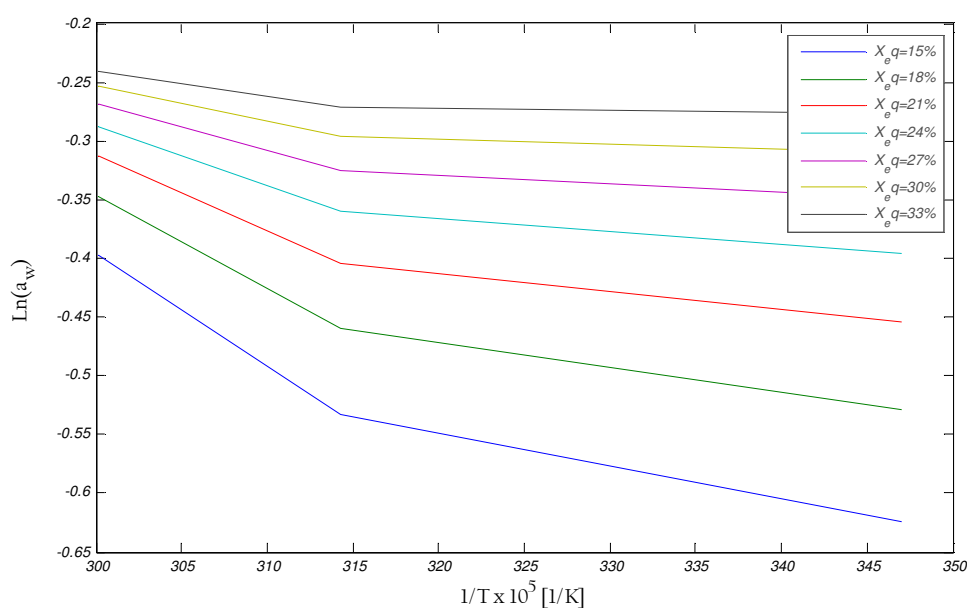


Figure III.10 : Isostères d'adsorption pour la figue.

De la pente des isostères et pour chaque teneur en eau X , on peut déduire la chaleur isostérique correspondante et tracer la courbe $Q_{st} = f(X_{eq})$. Les chaleurs isostériques nettes de la figue sont représentées dans la *figure III.11*.

La valeur de Q_{st} [KJ/mol] augmente généralement à mesure que le degré de déshydratation augmente [Kiranoudis, et al., 1993].

Selon E. Tsami 1991, la diminution rapide de la chaleur isostérique pour les faibles teneurs en eau du produit est due à l'existence des sites polaires de grande activité dans le produit qui sont couverts de molécules d'eau formant la monocouche moléculaire. D'autres auteurs ont expliqué ce phénomène par le fait que dans un domaine très restreint d'humidité, quand la teneur en eau augmente, certains produits se gonflent et favorisent l'ouverture de nouveaux sites d'adsorption de fortes liaisons, ce qui augmente la chaleur isostérique [Touati, 2008].

D'après le programme itératif élaboré, On peut donner les relations de la chaleur isostérique nette d'adsorption de l'eau en fonction de la teneur en eau d'équilibre de la figue comme suite :

- Entre les températures $T_1 = 15^\circ\text{C}$ et $T_2 = 45^\circ\text{C}$:

$$Q_{st}(\text{adsorption}) = 7168.48 - 470.64 X_{eq} + 11.33 X_{eq}^2 - 0.106 X_{eq}^3 \quad (\text{III. 9})$$

$$r = 0.99999$$

- Entre les températures $T_2 = 45^\circ\text{C}$ et $T_3 = 60^\circ\text{C}$:

$$Q_{st}(\text{adsorption}) = 18922.57 - 966.46 X_{eq} + 17.87 X_{eq}^2 - 0.13 X_{eq}^3 \quad (\text{III. 10})$$

$$r = 1$$

Ces relations peuvent être employées pour calculer la chaleur de sorption de la figue pour différentes humidités. On remarque que La chaleur isostérique d'adsorption de la figue diminue avec une augmentation de la teneur en eau d'équilibre (*Figure III.11*), On constate un parfait accord avec du profil avec les résultats obtenus par [Lahsani, et al., 2004] et [Touati, 2008] pour d'autre produit.

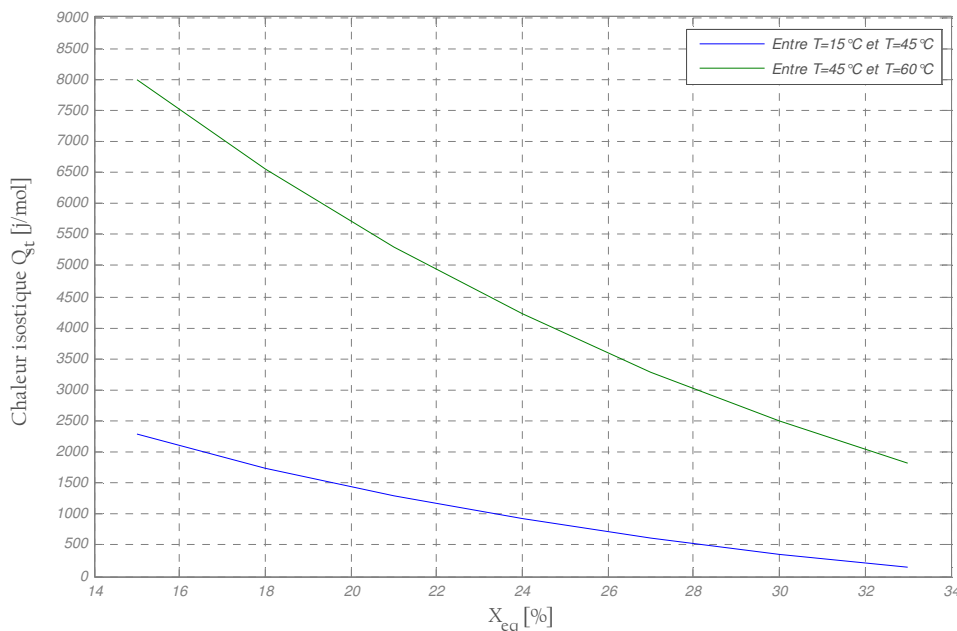


Figure III.11 : Isostères d'adsorption pour la figue.

III.2.4 Modélisation des cinétiques de séchage

III.2.4.1 Courbes de séchage

La pesée du produit au cours de séchage, c'est le moyen le plus simple lorsque l'on souhaite suivre et quantifier l'abaissement progressif de son humidité absolue moyenne X . Cette teneur en eau est définie par le rapport de la masse d'eau contenue dans le produit à l'instant (t) à la masse m_s du produit anhydre. Nous ne pourrions pas atteindre cette dernière masse (m_s) sauf si l'air de séchage est complètement sec. Cette humidité absolue du produit passe de la valeur initiale X_0 à la valeur de teneur en eau d'équilibre finale X_e qui est fonction des conditions de l'air asséchant.

Les courbes de séchage présentent les variations de la teneur en eau

$X(t) = \frac{m_h - m_s}{m_s}$ en fonction du temps. On atteint l'état d'équilibre pour une température de séchage fixée constante, lorsque pour deux pesées successives, la masse du produit est la même.

Afin de déterminer la masse sèche du produit m_s , le produit séché dans le séchoir solaire a été ensuite placé dans une étuve réglée à 105°C durant 24 heures jusqu'à ce qu'il atteigne sa déshydratation maximale.

III.2.4.2 Modèles théoriques de séchage en couche mince

Le problème de la modélisation des courbes de séchage solaire consiste en général à élaborer une fonction vérifiant l'équation suivante : $X^* = f(t)$.

Etant donné la complexité des phénomènes intervenant lors du séchage d'un produit, plusieurs auteurs ont proposé des modèles mathématiques sous forme de relations empiriques ou semi-empiriques pour décrire les courbes du séchage. Les équations de ces modèles expriment l'évolution de la teneur en eau réduite X^* en fonction du temps. Ces formules contiennent des constantes qui sont ajustées pour faire concorder les résultats théoriques avec les courbes expérimentales de séchage.

Par conséquent, elles sont valables seulement dans le domaine d'investigation expérimental pour lequel elles ont été établies. Le Tableau III.5 regroupe quelques équations empiriques rapportées dans la littérature pour décrire la cinétique de séchage solaire en couches minces d'un produit

Tableau III.5 : Modèles mathématiques de séchage solaire en couches minces

Nom du modèle	Expression du modèle
<i>Newton</i>	$X^* = \exp(-kt)$
<i>Page</i>	$X^* = \exp(-kt^n)$
<i>Henderson et Pabis</i>	$X^* = a \exp(-kt)$
<i>Logarithmique</i>	$X^* = a \exp(-kt) + c$
<i>Tow term</i>	$X^* = a \exp(-k_0 t) + b \exp(-k_1 t)$
<i>Wang & Singh</i>	$X^* = 1 + at + bt^2$
<i>Modifed Henderson et Pabis</i>	$X^* = a \exp(-kt) + b \exp(-gt) + c \exp(-ht)$

Le modèle approprié à la description de l'allure de la cinétique de séchage des produits agro-alimentaire est choisi selon les critères suivants:

- Coefficient de corrélation (r) élevé
- Erreur systématique moyenne (ESM) minimale
- ki-carrée χ^2 réduite minimale.

Ces paramètres statistiques sont définis par:

$$ESM = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (X_{pre,i}^* - X_{exp,i}^*)$$

$$\chi^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (X_{pre,i}^* - X_{exp,i}^*)^2}{N - n}$$

avec $X_{exp,i}^*$ est la ième teneur en eau réduite expérimentale, $X_{pre,i}^*$ est la ième teneur en eau réduite prédite, N le nombre de points expérimentaux et n le nombre de constantes du modèle étudié.

Le produit choisi est la figue (non coupé) de forme sphérique, qui se change pendant Le processus de séchage. Ce changement nous a ramenés à considérer le phénomène de rétrécissement qui n'est pas toujours pris en considération dans la majorité des travaux antérieurs. Le volume des produits choisis est diminué au cours de processus de séchage ce qui augmente la porosité de lit et provoque la chute de la vitesse d'air asséchant.

Dans notre modélisation nous avons pris l'équation de la courbe de séchage élaboré par [Xanthopoulos, et al., 2007] ils ont utilisé l'analyse de régression basé sur des méthodes non linéaires de régression et examiné les sept modèles de séchage sur couche mince pour simuler efficacement le séchage convectif du produit pour une gamme des valeurs expérimentales de température, vitesse et humidité relative d'air asséchant, dont le but d'établir des relations au coefficients du modèle choisi (a, K, \dots) en fonction des conditions de séchage (T_f, V_{fs}, φ_f) elle s'écrit :

$$XR(a, k, c) = a \cdot \exp(-k \cdot t) + c \quad (III. 11)$$

Avec :

$$a = 1.12998 + 0.0006324 \cdot T_f - 0.0368791 \cdot V_{fs} - 0.00410299 \cdot \varphi_f$$

$$k = 0.0898261 + 0.00244127 \cdot T_f + 0.00445721 \cdot V_{fs} - 0.0000864371 \cdot \varphi_f$$

$$c = -0.161594 - 0.000764116 \cdot T_f + 0.0347936 \cdot V_{fs} - 0.00720103 \cdot \varphi_f$$

Le coefficient de corrélation $r = 0.9893$ et ki-carrée réduite $\chi^2 = 0.1940$.

où: T_f : est la température de l'air asséchant [$^{\circ}C$]
 V_{fs} : est la vitesse de l'air asséchant [m/s]
 φ_f : est l'humidité relative de l'air asséchant [g/kg as]

III.3 CARACTERISATION PHYSIQUE

III.3.1 Paramètres affectés par le phénomène de rétrécissement du produit en cours de séchage

La conception des séchoirs pour des produits alimentaires est un problème complexe dû aux caractéristiques propres aux produits. Durant le processus de séchage des produits, simultanément des modifications physiques et structurelles ont lieu au sein de ces produits.

Un phénomène important se produit pendant le séchage des produits alimentaires; il consiste sur la diminution de la taille des produits en raison de la perte de son eau, appelé dans la littérature anglaise « Shrinkage », sa base théorique doit impliquer des lois mécaniques, en tenant compte des efforts et des déformations matériels pendant le séchage. Cette approche a été employée par quelques chercheurs (Shishido et autres, 1986 ; Towner, 1987) dans le séchage des polymères, de l'argile et du sol. Une analyse semblable sur des produits agro-alimentaires sera extrêmement compliquée en raison de la nature multiphasée et cellulaire du système. Afin de modéliser le rétrécissement des produits agro-alimentaires, la connaissance de la structure, les propriétés mécaniques et élastiques de chaque phase du système, et leur variation par rapport à la teneur en eau et à la température, est exigée. D'une part, une approche pratique à l'étude du rétrécissement de produit agro-alimentaire basé sur l'étude expérimentale.

Pour prévoir correctement le temps de séchage et faire la moyenne des taux de séchage dans le séchoir solaire (l'effet de rétrécissement est pris en compte), il devient nécessaire de savoir la relation entre la porosité du lit des produits et la teneur en eau contenu dans le produit. Cependant, des états de la porosité constante et d'aucun rétrécissement de produits ont été souvent énoncés dans les travaux précédents.

En outre le phénomène de rétrécissement a été étudié antérieurement pour fruits et légumes, tels que la pomme, pomme de terre, carotte, abricot, banane, raisin, cerise, et autres. [Katekawa, *et al.*, 2005] ont présenté un excellent examen des modèles de séchage existants en prenant en compte l'effet de rétrécissement.

➤ III.3.1.1 Masses volumiques

Dans le cas des matériaux fortement déformables comme les produits agro-alimentaires, un équilibre existe pendant le séchage entre le changement de volume, densité des constituants non-gazeux et la porosité du produit. En conséquence, elle n'est pas évidente pour savoir si la perte de la teneur en eau se transforme en diminution de volume ou augmentation de la porosité du produit. Les masses volumiques pures des constituants de produit sont calculées comme suite [Chen, *et al.*, 2008]:

$$\begin{aligned}\rho_{water} &= 997.18 + 0.0031439.T - 0.0037574.T^2 \\ \rho_{protein} &= 1329.9 - 0.5185.T \\ \rho_{fat} &= 925.59 - 0.41757.T \\ \rho_{carbohydrate} &= 1599.1 - 0.31046.T \\ \rho_{ash} &= 2423.8 - 0.28063.T\end{aligned}$$

La température T est en degré Celsius.

En outre, la masse volumique du produit est exprimée en fonction des composants de produit comme suite :

$$\rho_{\varepsilon_{pr}=0} = \frac{1}{\sum W_i / \rho_i} \tag{III.12}$$

Avec W_i est la teneur en eau à base humide

$$0 < W < 1 \text{ [kg eau/kg produit avec son eau].}$$

Pour les calculs de bilans sur les séchoirs, il est préférable d'utiliser la teneur en eau (X) en « base sèche », puisque la masse de matière sèche reste par principe invariante entre le début et la fin du séchage. Mais, dans la pratique industrielle, le produit est plus souvent caractérisé par sa teneur en eau dite « base humide » (W). Les relations suivantes, tirées de la *figure III.14*, permettent de passer d'une valeur à l'autre (les deux en kg/kg) :

$$X = \frac{W}{1-W} \quad \text{et} \quad W = \frac{X}{1+X}$$

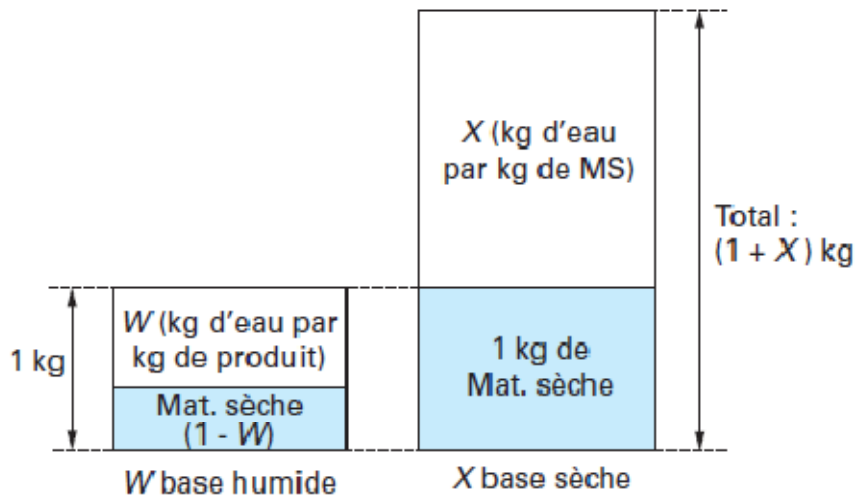


Figure III.14 : Deux représentations possibles de la teneur en eau d'un même produit : W dite « base humide » ($0 < W < 1$) et X dite « base sèche » ($X > \text{ou} < 1$)

La relation entre la porosité du produit ε_{pr} , la masse volumique réelle ρ et la masse volumique pour une porosité du produit nulle $\rho_{\varepsilon_{pr}=0}$ est donnée comme suite :

$$\rho = (1 - \varepsilon_{pr})\rho_{\varepsilon_{pr}=0} \tag{III.13}$$

avec :

$$\varepsilon_{pr} = 1 - \left(\frac{m_{pr}}{V_{pr} \rho_{\varepsilon_{pr}=0}} \right) \tag{III.14}$$

Où :

- m_{pr} : La masse du produit pour une claie [kg]
- V_{pr} : le volume total initial du produit pour une claie [m^3]

La masse peut être facilement calculée par:

$$m_{pr} = (X_1 + 1)m_{prs} \quad (III.15)$$

$$X_1 = \frac{W_1}{1 - W_1}$$

La masse sèche peut être calculée à partir de la composition initiale.

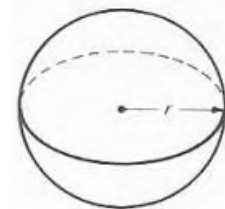
Tableau III.6 : La composition initiale de notre produit (Figure)

<i>i</i>	Components	fig (%)
W_1	Water	79.11
W_2	Carbohydrate	19.18
W_3	Fat	00.30
W_4	Protein	00.75
W_5	Ash	00.66

Notre produit agro-alimentaire considéré ayant une forme sphérique du rayon(r), masse volumique initiale ($\rho_{\varepsilon_{pr}=0}$), conductivité thermique (λ) et chaleur spécifique (C_p). Ces paramètres dépendent de la composition alimentaire du produit (Tableau III.6), en particulier sa teneur en eau. En tant que la teneur en eau se change pendant le processus de séchage ; il est alors important d'étudier la variation de ces paramètres. De cette façon, le rayon peut être calculé, sans difficulté (pendant qu'on le considère comme sphère) utilisant l'équation mathématique suivante :

$$V = \frac{4}{3}\pi r^3, \quad S = \frac{dV}{dr} = 4\pi r^2$$

$$V(X_1) = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r(X_1)^3$$



Finalemment :

$$r(X_1) = \left(\frac{3}{4\pi} \frac{m_{pr}(X_1)}{\rho(X_1)} \right)^{1/3} \quad (III.16)$$

Généralement la porosité de lit ε est définie par la fraction du volume de pore (occupé par l'air) dans tout le volume. C'est une fonction de diamètre de produit et de nombre de produits frappés légèrement sur les plateaux du séchoir solaire. Pour un plateau, la porosité de lit ε est calculée par l'équation suivante :

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_r}{V_1} = 1 - \frac{N_{pr} \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r(X_1)^3}{L_s \cdot l_s \cdot 2 \cdot r(X_1)} \quad (III.17)$$

Comme le produit se rétrécit, le volume occupé par le produit est réduit et la porosité de lit augmente. La vitesse d'air qui est en contact avec le lit est variable et dépend de sa porosité. On la calcule en utilisant la formule suivante :

$$V_f = \frac{V_{fs}}{\varepsilon} \quad (III.18)$$

➤ III.3.1.2 Conductivités thermiques

Les conductivités thermiques pures des constituants des produits sont calculées comme suite [Chen, et al. ,2008]:

$$\begin{aligned} \lambda_{water} &= 0.57109 + 0.0017625.T - 6.7036.10^{-6}T^2 \\ \lambda_{carbohydrate} &= 0.20141 + 0.0013874.T - 4.3312.10^{-6}T^2 \\ \lambda_{fat} &= 0.18071 + 0.0027604.T - 1.7749.10^{-7}T^2 \\ \lambda_{protein} &= 0.17881 + 0.0011958.T - 2.7178.10^{-6}T^2 \\ \lambda_{ash} &= 0.32962 + 0.0014011.T - 2.9069.10^{-6}T^2 \end{aligned}$$

Deux simples structures :

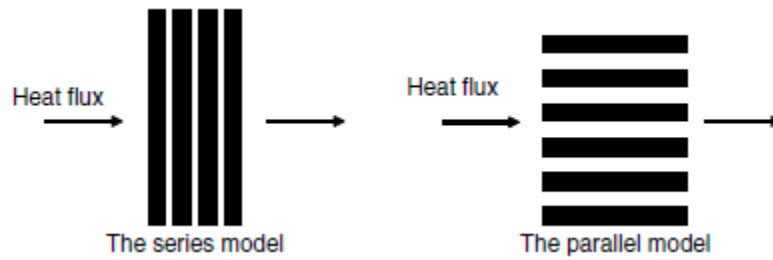


Figure III.12 Schémas des deux structures les plus simples pour évaluer la conductivité thermique (drawn by X.D. Chen).

$$\frac{1}{K_{série}} = \sum_{i=1}^n \frac{\varepsilon_i}{K_i} \quad K_{parallel} = \sum_{i=1}^n \varepsilon_i K_i$$

Pour les deux simples structures (Figure III.12), on peut écrire ce qui suit :

- Pour la structure parallèle,

$$K_{mélange} = \varepsilon_{water} \cdot K_{water} + \varepsilon_{carbohydrate} \cdot K_{carbohydrate} + \varepsilon_{fat} \cdot K_{fat} + \varepsilon_{protein} \cdot K_{protein} + \varepsilon_{ash} \cdot K_{ash} \quad (III.19)$$

Ce modèle prédit la plus basse évaluation de la conductivité thermique de mélange.

- Pour la structure de série :

$$\frac{1}{K_{de\ mélange}} = \frac{\varepsilon_{water}}{K_{water}} + \frac{\varepsilon_{carbohydrate}}{K_{carbohydrate}} + \frac{\varepsilon_{fat}}{K_{fat}} + \frac{\varepsilon_{protein}}{K_{protein}} + \frac{\varepsilon_{ash}}{K_{ash}} \quad (III.20)$$

Ce modèle prédit l'évaluation la plus élevée de la conductivité thermique de mélange.

ε_i est la fraction de volume de chaque composant (i) qui peut être déterminée par :

$$\varepsilon_i = \frac{W_i \rho}{\rho_i} \quad (III.21)$$

En outre, la masse volumique du produit est exprimée en fonction des composants de produit comme suite :

$$\rho = \frac{1}{\sum W_i / \rho_i} \quad (III.22)$$

Finalement la conductivité thermique globale du produit est évaluée par la relation suivante :

$$\frac{1}{K_{\text{combiné}}} = \frac{1-f}{K_{\text{parallèle}}} + \frac{f}{K_{\text{série}}} \quad (III.23)$$

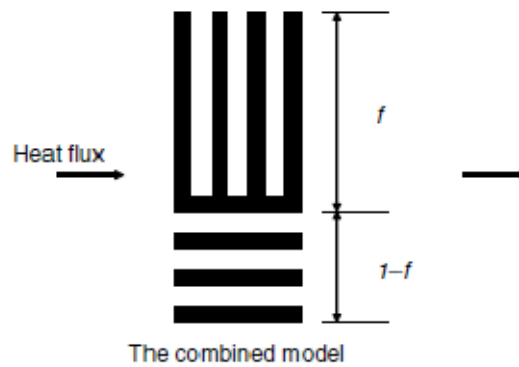


Figure III.13 combinaison des deux structures les plus simples pour former une structure plus réaliste (modified from Kee (1992) by X.D. Chen).

➤ III.3.1.3 Chaleurs spécifiques

La chaleur spécifique est exprimée comme suite [Chen, et al., 2008]:

$$\begin{aligned} C_{p_{\text{water}}} &= 4176.2 - 0.090864 \cdot T + 0.0054731 \cdot T^2 \\ C_{p_{\text{protein}}} &= 2008.2 + 1.2089 \cdot T - 0.0013129 \cdot T^2 \\ C_{p_{\text{fat}}} &= 1984.2 + 1.4733 \cdot T - 0.0048008 T^2 \\ C_{p_{\text{fibre}}} &= 1845.9 + 1.8306 \cdot T - 0.0046509 \cdot T^2 \\ C_{p_{\text{ash}}} &= 1092.6 + 1.8896 \cdot T - 0.0036817 \cdot T^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_{p_{\text{mixture}}} &= W_{\text{water}} \cdot C_{p_{\text{water}}} + W_{\text{protein}} \cdot C_{p_{\text{protein}}} + W_{\text{fat}} \cdot C_{p_{\text{fat}}} \\ &+ W_{\text{carbohydrate}} \cdot C_{p_{\text{carbohydrate}}} + W_{\text{fibre}} \cdot C_{p_{\text{fibre}}} \\ &+ W_{\text{ash}} \cdot C_{p_{\text{ash}}} \end{aligned} \quad (III.24)$$

Ou bien : $C_p = 1.42 \text{ carbohydrate} + 1.549 \text{ protein} + 1.67 \text{ fat} + 0.837 \text{ ash} + 4.187 \text{ water}$

III.4 CONCLUSION

Les isothermes de sorption, appelées souvent courbes de sorption, traduisent l'hygroscopicité des produits déterminés par les relations physiques et physico-chimiques existant entre l'eau et les autres constituants. Les courbes de sorption de la figue ont été déterminées par le développement des points de mesures expérimentales de la teneur en eau d'équilibre X_{eq} d'adsorption du figue, pour quatre températures, 15 °C, 30°C, 45 °C et 60°C (Tableau III.3) donné par [Maroulis, et al. ,1988], nous avons choisi le modèle mathématique GAB (de Guggenheim - Anderson - de Boer) qui est identifié par lissage de ces points expérimentaux. Elles ont permis de déterminer les seuils des teneurs en eau finales qui servent à optimiser les conditions de séchage de la figue de manière à assurer sa stabilité physico-chimique et microbiologique durant le stockage.

La détermination des paramètres du modèle de GAB, pour la figue, nous a permis de déterminer la chaleur isostérique nette d'adsorption qui décrit l'interaction eau - produit de la multicouche par un programme itératif.

Afin de modéliser le rétrécissement du produit le long du séchage nous avons étudié la variation des propriétés physique et thermique du produit en fonction de sa température et de sa teneur en eau, tel que le diamètre, la masse volumique, la conductivité thermique et la chaleur spécifique.

CHAPITRE IV

DESCRIPTION ET MODELISATION DU SECHOIR

IV.1 INTRODUCTION	69
IV.2 MODELISATION DE L'UNITE DE SECHAGE.....	70
IV.2.1 Description	70
IV.2.2 Formulation mathématique.....	70
IV.2.2.1 Equations de masse et de la chaleur des deux phases du produit poreux.....	70
IV.2.2.1.1 Equation de conservation de la masse dans l'air	72
IV.2.2.1.2 Equation de conservation de la masse du produit.....	72
IV.2.2.1.3 Couplage des deux équations de conservation de la masse.....	73
IV.2.2.1.4 Equation de conservation de l'énergie dans l'air.....	73
IV.2.2.1.5 Equation de conservation de l'énergie dans le produit.....	75
IV.2.2.2 Echange entre l'air et les parois du séchoir	77
IV.2.2.2.1 Au niveau du lit de particules	77
IV.2.2.2.2 Entre deux lits de particules.....	78
IV.3 VITESSE DE SECHAGE	81
IV.4 COEFFICIENT D'ECHANGE THERMIQUE ET MASSIQUE DU PRODUIT	82
IV.4.1 Transfert internes.....	83
IV.4.1.1 Transfert internes de matière	83
IV.4.1.2 Transfert internes de chaleur.....	83
IV.4.2 Transfert externes	84
IV.4.2.1 Transfert externes de matière	84
IV.4.2.2 Transfert externe de chaleur	85
IV.5 COEFFICIENT D'ECHANGE THERMIQUE DANS L'ARMOIRE DE SECHAGE	85
IV.5.1 Echange entre l'air et la paroi intérieure de l'armoire de séchage.....	85
IV.5.2 Echange entre l'armoire de séchage et le milieu extérieur	86
Par conduction.....	86
Par convection.....	86
Par rayonnement	86
IV.6 PUISSANCE ECHANGEES PAR CHANGEMENT DE PHASE.....	87
IV.7 PERFORMANCE DU SECHOIR SOLAIRE.....	87
IV.8 CONCLUSION.....	87

CHAPITRE IV

DESCRIPTION ET MODELISATION DU SECHOIR

IV.1 INTRODUCTION

Le séchage est une opération rencontrée dans beaucoup de secteurs industriels (industrie agroalimentaire, industrie du bâtiment, traitement du bois, etc.). Une meilleure compréhension des phénomènes physiques intervenant dans cette opération (phénomènes qui ressortent de la mécanique des fluides, de la thermodynamique et de transfert de masse et de chaleur) peut permettre d'améliorer et d'optimiser les techniques du séchage. A ce titre, l'étude des transferts de chaleur et de masse lors du séchage des milieux poreux attire, depuis plusieurs décennies, l'attention de nombreux auteurs et fait l'objet de travaux aussi bien théoriques qu'expérimentaux (*cf. partie I.4*).

Ainsi, plusieurs modèles complexes traduisant mathématiquement les phénomènes physiques de séchage ont été proposés [Luikov, 1966] [Plumb, 1985] [Chen, et al., 1989] [Perré, et al., 1990] [Vagenas, et al., 1990] [Dolinskiy, et al., 1991] [Thorpe, et al., 1992] [Salagnac, et al., 2004] [Sotehi, et al., 2005] [Perré, 2007] [Helel, 2007] [Kiranoudis, et al., 1995] [Maroulis, et al., 1995].

Le rétrécissement est un phénomène important qui se produit particulièrement pendant le séchage des produits agro-alimentaires, [Ramos, et al., 2005] [Bennamoun, et al., 2006] [Bennamoun, et al., 2008] insistent sur l'importance de ce phénomène et son effet sur les résultats de simulation obtenus. Ils prouvent que la négligence de ce phénomène apporterait aux résultats loin de la réalité expérimentale. Dans ce cas, pour prévoir correctement le temps de séchage et faire la moyenne des taux de séchage dans le séchoir solaire (l'effet de rétrécissement est pris en compte), il devient nécessaire de savoir la relation entre la porosité du lit des produits et la teneur en eau contenu dans le produit. Cependant, des états de la porosité constante et d'aucun rétrécissement de produits ont été souvent énoncés dans les travaux précédents [El Hisse, et al., 1988] [Chirarattano, et al., 1988] [Arnaud, et al., 1988] [Ben Mabrouk, et al., 1989] [Irudayaraj, et al., 1992] [Bala, et al., 1994] [Belghit, et al., 1997] [Wang, et al., 1999] [Boulemtafes, et al., 1999] [Mhimid, et al., 2000] [Srivastava, et al., 2002] [Izadifar, et al., 2006] [Aregba, et al., 2007] [Younsi, et al., 2007] [Boubeghal, et al., 2008] [Hemis, et al., 2008] [Lamnatou, et al., 2009] [Zare, et al., 2009] [Naghavi, et al., 2010].

Le passage des essais de laboratoire sur le produit (cinétique) à l'étude du séchoir nécessite l'établissement d'un modèle qui prend en compte l'évolution simultanée des caractéristiques du produit et de l'air de séchage. Dans notre étude, le fluide séchant qui est l'air chauffé à travers les insolateurs plans, sert, d'une part à apporter l'énergie nécessaire à la vaporisation, et d'autre part à évacuer la vapeur d'eau sortant du produit. Cet air est acheminé vers l'armoire de séchage contenant des claies où sont disposés les produits (légumes, fruit, poissons, etc.) en lit de particules, où le phénomène de rétrécissement est pris en considération (relation entre la porosité de lit de particules et la teneur en eau contenu dans le produit).

IV.2 MODELISATION DE L'UNITE DE SECHAGE

IV.2.1 Description

On se propose d'étudier un séchoir solaire indirect de type armoire à claies, destiné au séchage de produits agro-alimentaires. Les modèles mathématiques de la convection forcée dans les séchoirs solaires s'appuient sur les équations de conservation de la chaleur et de masse [Chirarattano, et al., 1988] [Arnaud, et al., 1988].

Considérons un corps poreux granulaire humide traversé par un courant d'air. On peut distinguer deux phases : une phase gazeuse (air humide) et une phase solide humide (produit). Si l'on considère un volume de référence petit devant le volume d'un grain « approche microscopique », on peut écrire localement et sans difficulté particulière les équations de transfert de chaleur et de masse. Ces équations s'écrivent en négligeant le rayonnement, les effets Soret et Dufour et la fonction de dissipation :

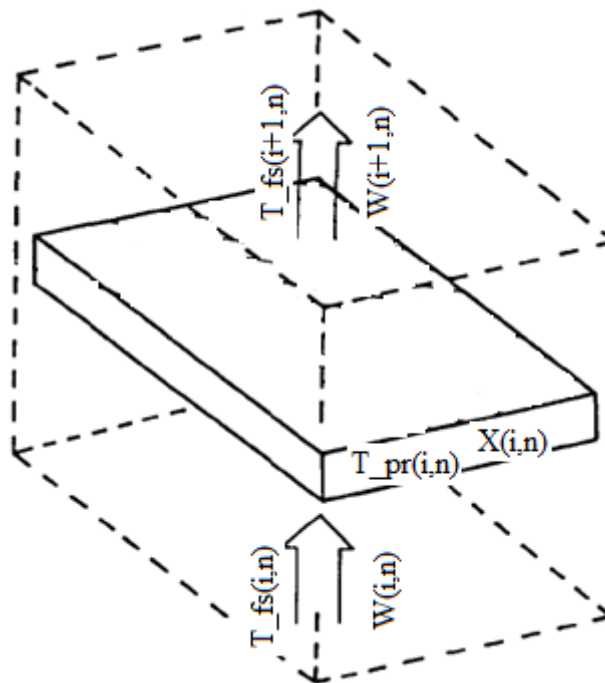


Figure IV.1 : schéma d'un lit de particules.

IV.2.2 Formulation mathématique

IV.2.2.1 Equations de conservation de la masse et de la chaleur des deux phases du produit poreux

A l'intérieur du lit (Figure IV.1), on définit deux champs de température tridimensionnels :

- Le champ de température d'air $T_{fs}(x, y, z, t)$
- Le champ de température de produit $T_{pr}(x, y, z, t)$

Les deux champs sont des valeurs moyennes statistiques locales et dans ce cas peuvent être assimilés à des fonctions continues du point ils sont différents l'un de l'autre, en raison de la

structure granulaire du produit, et ils obéissent à deux équations de propagation couplées [Youcef-Ali, 2001].

Equation de propagation dans l'air

Equation de conservation de la masse

$$\frac{\partial \rho_f^{app}}{\partial t} + \text{div}[\rho_f^{app} \vec{V}_f] = \sigma_f$$

Equation de conservation de l'énergie

$$\frac{\partial (\rho C_p)_f^{app} T_{fs}}{\partial t} + \text{div}[(\rho C_p)_f^{app} T_{fs} \vec{V}_f] + \text{div}[-\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T_{fs}] = P(x, y, z, t)$$

Equation de propagation dans le produit

Equation de conservation de la masse

$$\frac{\partial \rho_{pr}^{app}}{\partial t} + \text{div}[\rho_{pr}^{app} \vec{V}_{pr}] = \sigma_{pr}$$

Equation de conservation de l'énergie

$$\frac{\partial (\rho C_p)_{pr}^{app} T_{pr}}{\partial t} + \text{div}[(\rho C_p)_{pr}^{app} T_{pr} \vec{V}_{pr}] + \text{div}[-\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T_{pr}] = P(x, y, z, t)$$

Ces équations doivent être complétées par des conditions notamment sur la surface de séparation air humide –solide humide ce qui, étant donnée la complexité de sa géométrie, n'est pas possible. Il faut donc faire une approche plus globale en choisissant un volume de référence grand devant celui d'un grain mais petit devant celui du matériau poreux. Dans ce volume de référence « macroscopique », les grandeurs physiques doivent être définies par des valeurs moyennes. De plus, il faut introduire des termes « sources » qui prennent en compte l'évaporation à l'interface air-produit [Daguenet, 1985].

On néglige dans l'air, la conduction ; dans le solide, la diffusion. Pour simplifier l'étude des transferts de chaleur et de masse couplés dont le séchoir est le siège, on suppose valables les hypothèses suivantes :

- les échanges radiatifs à l'intérieur du séchoir sont négligés ;
- l'échange par conduction entre les particules du produit à sécher et ses variations dues au tassement du produit en cours de séchage sont négligés;
- les variations temporelles de la température et de l'humidité de l'air, à l'intérieur d'un lit, sont négligeables devant leurs variations spatiales dans le sens de l'écoulement;
- les variations de la porosité apparente et de la surface d'échange entre l'air et le produit, dans le pas de temps que l'on fixera par la suite lors de la discrétisation des équations sont négligées.
- l'écoulement de l'air est unidirectionnel et uniforme ;
- la température et la teneur en eau à l'intérieur du produit sont supposées uniformes ;
- les températures des parois inférieure et extérieure d'une claie sont uniformes.

La prise en compte du phénomène de rétrécissement dans les équations de conservation de la chaleur des deux phases (gazeuse et solide) du modèle mathématique nécessite d'explicitier des équations faisant apparaître quelques paramètres telles que : la porosité, la surface d'échange entre l'air et le produit, etc...

Ecrivons : $\rho_f^{app} = \rho_{fs}^{app} + \rho_v^{app} = \rho_{fs}^{app} (1 + W)$ avec : $W = \frac{\rho_v^{app}}{\rho_{fs}^{app}}$

$$\rho_{pr}^{app} = \rho_{prs}^{app} + \rho_e^{app} = \rho_{prs}^{app} (1 + M) \quad \text{avec : } M = \frac{\rho_e^{app}}{\rho_{prs}^{app}}$$

Où : $\rho_{(f,fs,v)}^{app} = \varepsilon \rho_{(f,fs,v)}$ sont les masses volumiques apparentes respectives, de l'air humide, de l'air sec et de la vapeur contenue dans l'air,

$\rho_{(pr,prs,e)}^{app} = (1 - \varepsilon) \rho_{(pr,prs,e)}$ sont les masses volumiques apparentes respectives, du produit humide, du produit sec et de l'eau du produit,

Et : ε est la porosité apparente du lit de particules, définie par : $\varepsilon = \frac{V_l - V_r}{V_l}$

où : V_l et V_r sont respectivement le volume apparent du lit et le volume du produit solide.

IV.2.2.1.1 Equation de conservation de la masse dans l'air

L'équation générale de conservation de la masse appliquée à l'air humide s'écrit :

$$\frac{\partial \rho_f^{app}}{\partial t} + \text{div}[\rho_f^{app} \vec{V}_f] = \sigma_f$$

Où : σ_f est l'amplitude volumique de la source de masse d'air humide
 V_f est la vitesse de l'air supposée constante

La masse volumique apparente ρ_{fs}^{app} de l'air sec étant constante, en comptant les abscisses x dans le sens de l'écoulement, l'équation de conservation de la masse appliquée à l'air devient :

$$\rho_{fs}^{app} \frac{\partial W}{\partial t} + \rho_{fs}^{app} V_f \frac{\partial W}{\partial x} = \sigma_f$$

IV.2.2.1.2 Equation de conservation de la masse du produit

L'équation générale de conservation de la masse du produit solide s'écrit :

$$\frac{\partial \rho_{pr}^{app}}{\partial t} + \text{div}[\rho_{pr}^{app} \vec{V}_{pr}] = \sigma_{pr}$$

Où : σ_{pr} est l'amplitude volumique de la source de masse du produit
 V_{pr} est la vitesse du produit.

La masse volumique apparente ρ_{prs}^{app} du produit sec étant constante, le produit solide est immobile, l'équation de conservation de la masse du produit solide devient :

$$\rho_{prs}^{app} \frac{\partial M}{\partial t} = \sigma_{pr}$$

IV.2.2.1.3 Couplage des deux équations de conservation de la masse

Nous avons le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} \rho_{fs}^{app} \frac{\partial W}{\partial t} + \rho_{fs}^{app} V_f \frac{\partial W}{\partial x} = \sigma_f \\ \rho_{prs}^{app} \frac{\partial M}{\partial t} = \sigma_{pr} \end{cases}$$

Sachant que :

$$\sigma_f = -\sigma_{pr}$$

et en admettant que $\frac{\partial W}{\partial t}$ est petit devant $\rho_{fs}^{app} V_f \frac{\partial W}{\partial x}$, il vient :

$$\frac{dW}{dx} = -\frac{1}{G_s} (1 - \varepsilon) \rho_{prs} \frac{dM}{dt} \quad (IV. 1)$$

Où : $G_s = \rho_{fs}^{app} V_f$ est le débit massique surfacique [$kg \cdot s^{-1} m^2$]

IV.2.2.1.4 Equation de conservation de l'énergie dans l'air

L'équation générale de conservation de l'énergie appliquée à l'air humide s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho C_p)_f^{app} T_{fs}}{\partial t} + div[(\rho C_p)_f^{app} T_{fs} \vec{V}_f] + div[-\lambda \overrightarrow{grad} T_{fs}] = P(x, y, z, t)$$

On néglige la conduction de l'air et l'on ne retient que la convection.

L'équation de conservation de l'énergie s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho C_p)_f^{app} T_{fs}}{\partial t} + div[(\rho C_p)_f^{app} T_{fs} \vec{V}_f] = P(x, y, z, t)$$

Si nous intégrons cette relation sur tout le volume du lit " V_l ", nous obtenons :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V_l} (\rho C_p)_f^{app} T_{fs} dV + \iiint_{V_l} div[(\rho C_p)_f^{app} T_{fs} \vec{V}_f] dV = \iiint_{V_l} P(x, y, z, t) dv$$

Avec le terme $(\rho C_p)_f^{app} T_{fs}$ n'est fonction que du temps t .

On obtiendra :

$$\frac{\partial(\rho C_p)_f^{app} T_{fs}}{\partial t} + \frac{1}{V_l} \iint_{(S)} (\rho C_p)_f^{app} T_{fs} \vec{V}_f \cdot \vec{dS} = \frac{1}{V_l} \iiint_{V_l} P(x, y, z, t) dv \quad (IV. 2)$$

Ou :

(S) : frontière du domaine : elle se compose des parois latérales, où la vitesse est orthogonale à \vec{dS} et des deux faces d'entrée et de sortie.

$\overline{(\rho C p)_f^{app} T_{fs}}$: valeur moyenne spatiale du champ $(\rho C p)_f^{app} T_{fs}$ dans le lit.
 $P(x, y, z, t)$: terme de sources volumiques internes.

Le deuxième terme du premier membre de l'équation (IV. 2), peut s'écrire :

$$\frac{V_f}{e_l} \left(\overline{(\rho C p)_f^{app} T_{fs}} \Big|_{sortie} - \overline{(\rho C p)_f^{app} T_{fs}} \Big|_{entree} \right)$$

Ou :

V_f : première composante de la vitesse \vec{V}_f [$m s^{-1}$]

e_l : l'épaisseur de lit [m].

$\overline{(\rho C p)_f^{app} T_{fs}} \Big|_{sortie/entree}$: valeur moyenne sur la section de l'armoire de séchage au niveau d'entrée et de sortie du lit.

Le deuxième membre de l'équation (IV. 2) représente la valeur moyenne spatiale de toutes les sources volumiques ; il se compose de deux parties :

➤ *L'échange de chaleur entre le produit et l'air :*

Localement on peut écrire :

$$P_1 = \frac{S_{fpr}}{V_{air}} h_{vfpr} (T_{pr} - T_{fs})$$

Où S_{fpr} est la surface moyenne de contact, entre l'air et le produit, qu'on peut considérer uniforme dans le lit mais dépendante du temps à cause du phénomène de rétrécissement en cours de séchage, h_{vfpr} est un coefficient d'échange convectif ayant les mêmes propriétés.

➤ *L'échange de chaleur entre l'air et les quatre parois latérales :*

Il ne s'agit pas en fait d'une source volumique, mais d'une source superficielle localisée sur les parois latérales ayant la forme d'une distribution où l'intégration s'effectue sur le point \vec{r}' appartenant à l'une des parois.

$$P_2(\vec{r}, t) = \iint_{Sl} \frac{S_{fpr}}{V_{air}} \left(T_{fs}(\vec{r}, t) - T_{pi}(\vec{r}', t) \right) \delta(\vec{r} - \vec{r}') dS'$$

La moyenne sur le volume de lit de ces deux champs donnera :

$$\bar{P}_1 = \frac{S_{fpr}}{V_{air}} h_{vfpr} (\bar{T}_{pr} - \bar{T}_{fs}) \quad \text{et} \quad \bar{P}_2 = \frac{S_p}{V_{air}} h_{vfpi} (\bar{T}_{fs}^{app} - \bar{T}_{pi}^{app})$$

Ou :

$\overline{T_{pr}}$ et $\overline{T_{fs}}$: sont les moyennes dans le volume du lit V_l , des champs $T_{pr}(r, t)$ et $T_{fs}(r, t)$

$\overline{T_{fs}^{app}}$ et $\overline{T_{pi}^{app}}$: sont les moyennes, sur les parois latérales, du champ de température $T_{fs}(r, t)$ au voisinage de celles-ci et du champ superficiel T_{pi} que l'on assimile à la température de la masse thermique (nous expliciterons par la suite).

La variation spatiale du champ $T_{fs}(r, t)$ au voisinage des parois latérales étant rapide, on peut remplacer $\overline{T_{fs}^{app}}$ par $\overline{T_{fs}}$ (sa moyenne volumique).

L'équation (IV. 2) prend, avec ces définitions, la forme (pratiquement rigoureuse) suivante :

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\overline{\rho Cp})_f^{app} \overline{T_{fs}}}{\partial t} + V_f \left(\frac{(\overline{\rho Cp})_f^{app} \overline{T_{fs}} \Big|_{sortie} - (\overline{\rho Cp})_f^{app} \overline{T_{fs}} \Big|_{entrée}}{e_l} \right) \\ = \frac{S_{fpr}}{V_{air}} h_{vfpr} (\overline{T_{pr}} - \overline{T_{fs}}) - \frac{S_p}{V_{air}} h_{vmpi} (\overline{T_{fs}} - T_{pi}) \end{aligned}$$

Les températures variant lentement dans le temps, on néglige généralement la dérivée par rapport au temps ; en admettant également que :

$$\overline{(\rho Cp)_f^{app} T_{fs}} \Big|_{sortie/entrée} \cong \overline{(\rho Cp)_f^{app} T_{fs}} \Big|_{sortie/entrée}$$

Où $\overline{(\rho Cp)_f^{app}}$ est supposé identique sur les deux faces d'entrée et de sortie, donc en fait égale à sa moyenne volumique, on obtient :

$$V_f \overline{(\rho Cp)_f^{app}} \left(\frac{T_{fs} \Big|_{sortie} - T_{fs} \Big|_{entrée}}{e_l} \right) = \frac{S_{fpr}}{V_{air}} h_{vfpr} (\overline{T_{pr}} - \overline{T_{fs}}) - \frac{S_p}{V_{air}} h_{vmpi} (\overline{T_{fs}} - T_{pi})$$

Sachant que : $\overline{(\rho Cp)_f^{app}} = \rho_{fs}^{app} Cp_{fs} + \rho_{fs}^{app} Cp_V W$ est la capacité calorifique volumique apparente de l'air, il vient :

$$\begin{aligned} G_s V_{air} (Cp_{fs} + Cp_V W) \left(\frac{T_{fs} \Big|_{sortie} - T_{fs} \Big|_{entrée}}{e_l} \right) \\ = \frac{S_{fpr}}{V_{air}} h_{vfpr} (\overline{T_{pr}} - \overline{T_{fs}}) - \frac{S_p}{V_{air}} h_{vmpi} (\overline{T_{fs}} - T_{pi}) \end{aligned} \quad (IV. 3)$$

IV.2.2.1.5 Equation de conservation de l'énergie dans le produit

L'équation générale de conservation de l'énergie appliquée au produit s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho Cp)_{pr}^{app} T_{pr}}{\partial t} + div[(\rho Cp)_{pr}^{app} T_{pr} \vec{V}_{pr}] + div[-\lambda \overrightarrow{grad} T_{pr}] = P(x, y, z, t)$$

Dans cette étude, la vitesse de déplacement du produit est nul $\vec{V}_f = 0$. Et l'équation de conservation de l'énergie dans le produit pour le champ tridimensionnel s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho C p)_f^{app} T_{fs}}{\partial t} + \text{div}[-\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T_{pr}] = P(x, y, z, t)$$

On peut procéder de la même manière pour établir l'équation vérifiée par le champ de température moyen dans le produit. L'équation précédente devient :

$$\frac{\partial(\rho C p)_{pr}^{app} T_{fs}}{\partial t} - \text{div} \lambda_{pr} \vec{\nabla} T_{pr} = \frac{S_{fpr}}{V_l} h_{vfpr} (T_{fs} - T_{pr}) + L_V \frac{\partial}{\partial t} \rho_{pr}^{app}$$

Si nous intégrons cette relation sur tout le volume du lit " V_l ", nous obtenons :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V_l} (\rho C p)_{pr}^{app} T_{pr} dV - \iiint_{V_l} \text{div} \lambda_{pr} \vec{\nabla} T_{pr} dV = \iiint_{V_l} \frac{S_{fpr}}{V_l} h_{vfpr} (T_{fs} - T_{pr}) + L_V \frac{\partial}{\partial t} \rho_{pr}^{app} dv$$

Avec le terme $(\rho C p)_{pr}^{app} T_{pr}$ n'est fonction que du temps t .

Soit :

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho C p)_{pr}^{app} \overline{T_{pr}}}{\partial t} - \frac{1}{V_l} \iint_{(S)} \lambda_{pr} \vec{\nabla} T_{pr} \overline{d\vec{S}} & \quad (IV.4) \\ & = \frac{S_{fpr}}{V_l} h_{vfpr} (\overline{T_{fs}} - \overline{T_{pr}}) + L_V \frac{\partial}{\partial t} \rho_{pr}^{app} \end{aligned}$$

L'intégrale double dans le deuxième terme du premier membre s'écrit :

$$\iint_{(S)} \lambda_{pr} \vec{\nabla} T_{pr} \overline{d\vec{S}} = \iint_{(S_{latérale})} \lambda_{pr} \vec{\nabla} T_{pr} \overline{d\vec{S}} + \iint_{(S_{entrée})} \lambda_{pr} \vec{\nabla} T_{pr} \overline{\vec{N}} ds + \iint_{(S_{sortie})} \lambda_{pr} \vec{\nabla} T_{pr} \overline{\vec{N}} ds$$

On élimine le premier terme pour la raison suivante : la surface de contact étant très faible, on néglige la conduction entre les particules et les parois latérales du séchoir.

On élimine les deux autres termes pour la raison suivante : Le flux conductif au niveau de la section d'entrée et de sortie du lit de particules ($\lambda_{pr} \vec{\nabla} T_{pr} \overline{\vec{N}}$) étant proportionnel à la différence de températures ($T_{pr} - T_{fs}$), il apparaît un coefficient d'échange convectif " H ". On admet que ce coefficient est faible $H \sim 0$, du fait que la vitesse du fluide au voisinage de cette section, lui est orthogonale et il n'existe pas de couche limite thermique dans laquelle la conduction dans le fluide dominerait sur la convection.

En admettant que $\overline{(\rho C p)_{pr}^{app} T_{pr}} \cong \overline{(\rho C p)_{pr}^{app}} \overline{T_{pr}}$ et en négligeant la dérivée par rapport au temps de la capacité calorifique volumique apparente moyenne du produit, en raison de la faible variation de la température dans le temps, l'équation (IV. 4) peut s'écrire :

$$\overline{(\rho C p)_{pr}^{app}} \frac{\partial \overline{T_{pr}}}{\partial t} = \frac{S_{fpr}}{V_l} h_{vfpr} (\overline{T_{fs}} - \overline{T_{pr}}) + L_V \frac{\partial}{\partial t} \rho_{pr}^{app}$$

Sachant que la capacité calorifique volumique apparente moyenne du produit $\overline{(\rho C p)_{pr}^{app}} = \rho_{prs}^{app} C p_{prs} + \rho_{prs}^{app} C p_e M$, l'équation précédente devient :

$$\begin{aligned} (1 - \varepsilon) \rho_{prs} (C p_{prs} + C p_e M) \frac{d\overline{T_{pr}}}{dt} &= \frac{S_{fpr}}{V_l} h_{vfpr} (\overline{T_{fs}} - \overline{T_{pr}}) + \\ (1 - \varepsilon) \rho_{prs} L_V \frac{dM}{dt} & \end{aligned} \tag{IV.5}$$

IV.2.2.2 Echange entre l'air et les parois du séchoir

IV.2.2.2.1 Au niveau du lit de particules

Pour modéliser un tel séchoir consiste à le découper en tranches successives égales de sections perpendiculaires à l'écoulement d'air, contenant chacune en son centre, un lit de produit à sécher (Figure IV.2).

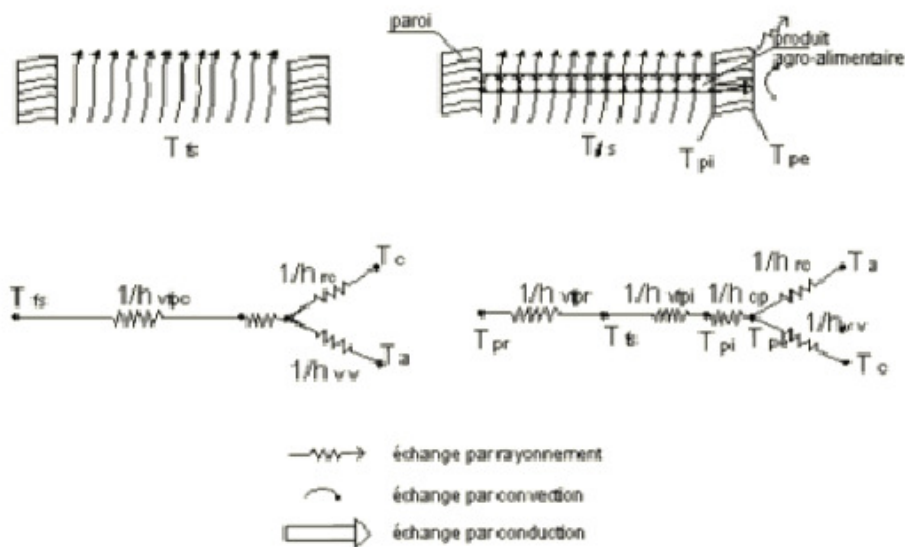


Figure IV.2 Représentation schématique des échanges thermiques dans le séchoir solaire.

Dans le bâtiment, pour résoudre l'équation de propagation de la chaleur dans les parois, on utilise souvent l'approximation des masses thermiques couplées qui suppose, dans l'hypothèse de conduction unidirectionnelle, que le mur est découpé en plusieurs nœuds de température (généralement 10 nœuds). La résolution de cette équation s'obtient en utilisant la méthode des différences finies, avec une approche par discrétisation spatiale. Les profils de températures obtenus, à l'intérieur des murs, sont généralement cohérents avec ceux obtenus par des méthodes analytiques.

Sachant que la paroi du séchoir utilisé est faible, en utilisant l'hypothèse de masses couplées pour la résolution de l'équation de la chaleur, on suppose que cette paroi est divisée en deux masses à températures uniformes T_{pi} et T_{pe} , séparées par une conductance thermique h_{cp} . Vers la surface

intérieure, il y a un échange par convection avec l'air asséchant et vers l'extérieur, un échange convectif du au vent et un échange radiatif avec la voute céleste.

En supposant que la surface d'échange de la paroi intérieure notée " S_p ", est la même que la surface extérieure de l'armoire, les équations au niveau des parois dans un lit s'écrivent :

Echange entre l'air asséchant et la paroi intérieure :

$$\frac{1}{2}\rho_b e_b C p_b \frac{dT_{p_i}}{dt} = -h_{cp}(T_{p_i} - T_{p_e}) + h_{vfp_i}(\bar{T}_{fs} - T_{p_i}) \quad (IV.6)$$

Echange entre l'environnement et la paroi asséchant et la paroi extérieure :

$$\frac{1}{2}\rho_b e_b C p_b \frac{dT_{p_e}}{dt} = -h_{rc}(T_{p_e} - T_c) + h_{cp}(T_{p_i} - T_{p_e}) - h_{vV}(T_{p_e} - T_a) \quad (IV.7)$$

IV.2.2.2 Entre deux lits de particules

Sachant que la vitesse débitante est plus faible que la vitesse moyenne à l'intérieur du lit de particules et la distance entre deux lits est plus grande que l'épaisseur d'un lit, entre deux lits les pertes à travers les parois du séchoir sont donc plus importantes et nécessitent d'être prises en compte dans le modèle mathématique.

L'équation générale de conservation de l'énergie appliquée à l'air humide s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho C p)_f T_{fs}}{\partial t} + \text{div}[(\rho C p)_f T_{fs} \vec{V}_f] + \text{div}[-\lambda \overrightarrow{\text{grad}} T_{fs}] = P(x, y, z, t)$$

On néglige la conduction de l'air et l'on ne retient que la convection.

L'équation de conservation de l'énergie s'écrit :

$$\frac{\partial(\rho C p)_f T_{fs}}{\partial t} + \text{div}[(\rho C p)_f T_{fs} \vec{V}_f] = P(x, y, z, t)$$

Considérons une tranche " dx " (*Figure IV.3*). Si " H " est le coefficient d'échange moyen à travers les parois du séchoir, T_{fs} est la température de l'air de caractéristiques thermophysiques ρ_s et $C p_s$, \hat{T}_a est la température équivalente extérieure (*Figure IV.2*), pour une tranche de fluide d'épaisseur dx de section transversale A_s et de périmètre P_s , nous pouvons écrire la variation dQ pendant le temps dt de la quantité de chaleur contenue dans cette tranche sous la forme :

$$\frac{dQ}{dt} = \rho_f A_s dx C p_f dT_{fs} = -P_s dx dt \phi \Rightarrow dQ = -P_s dx H (T_{fs} - \hat{T}_a)$$

$$P(x, y, z, t) = \frac{dQ}{V} = \frac{-P_s H (T_{fs} - \hat{T}_a)}{A_s}$$

ϕ étant le flux sortant de la tranche par les parois latérales.

Finalement, on obtiendra :

$$\frac{\partial T_{fs}}{\partial t} + V_{fs} \frac{\partial T_{fs}}{\partial x} = \frac{P_s H}{A_s (\rho C p)_f} (\dot{T}_a - T_{fs})$$

En négligeant la variation temporelle de la température devant sa variation spatiale et pour $A_s = L_s l_s$ et $P_s = 2(L_s + l_s)$. où L_s et l_s sont respectivement la longueur et la largeur du séchoir, l'équation précédente devient :

$$\frac{\partial T_{fs}}{\partial x} + B T_{fs} = B \dot{T}_a$$

$$\text{Avec : } B = \frac{2(L_s + l_s)H}{L_s l_s (\rho C p)_f V_{fs}}$$

Dont la solution est de la forme :

$$T_{fs}(x, t) = A e^{-Bx} + \dot{T}_a$$

Pour $x = 0$:

$$A = T_{fs}(0, t) - \dot{T}_a$$

L'équation finale s'écrit :

$$T_{fs}(x, t) = (T_{fs}(0, t) - \dot{T}_a) e^{-Bx} + \dot{T}_a$$

Lorsque e_c et e_l sont respectivement la distance entre deux grilles et la hauteur du lit de particules, nous pouvons écrire pour $x = e_c - e_l$:

$$T_{fs}(x = e_c - e_l, t) = (T_{fs}(0, t) - \dot{T}_a) e^{-B(e_c - e_l)} + \dot{T}_a \quad (IV.8)$$

En utilisant les analogies électriques (*Figure IV.2*) , le coefficient "H" moyen à travers les parois du séchoir est déterminé par la méthode suivante :

Le flux ϕ ayant pour expression :

$$\phi = H(T_{fs} - \dot{T}_a) = \frac{(T_{fs} - \dot{T}_a)}{R_{eq}}$$

$$\text{Avec : } R_{eq} = R_{eq,série} + R_{eq,parallèle}$$

$$R_{eq,série} = \frac{1}{h_{vfp_i}} + \frac{1}{h_{cp}}$$

$$R_{eq,parallèle} = \frac{1}{h_{rc} + h_{vv}}$$

Donc : $R_{eq} = \frac{1}{h_{vfp_i}} + \frac{1}{h_{cp}} + \frac{1}{h_{rc}+h_{vv}} = \frac{1}{H}$

Finalement :

$$\phi = \frac{(T_{fs} - \hat{T}_a)}{\frac{1}{h_{vfp_i}} + \frac{1}{h_{cp}} + \frac{1}{h_{rc} + h_{vv}}}$$

avec :

$$\hat{T}_a = \frac{\frac{T_a}{h_{rc}} + \frac{T_a}{h_{vV}}}{\frac{1}{h_{rc}} + \frac{1}{h_{vV}}} = \frac{T_a h_{vV} + T_c h_{rc}}{h_{vv} + h_{rc}}$$

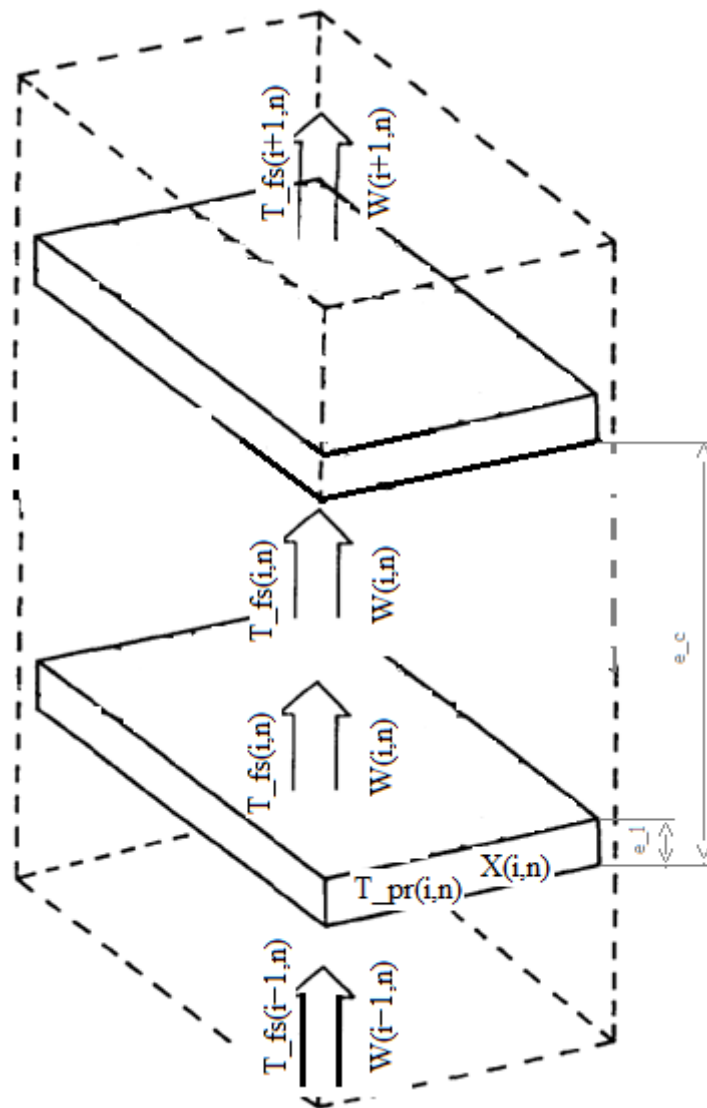


Figure IV 3. Représentation, schématique entre deux lits de particules

IV.3 VITESSE DE SECHAGE

On peut la déterminer de deux façons différentes [Daugenet, 1985]:

- Soit on utilise les vitesses de séchage expérimentales d'une fine couche de produit en recherchant une corrélation qui donne directement l'évolution de la teneur en eau en fonction du temps et des caractéristiques de l'air asséchant.
- Soit on se donne un modèle logique de transfert d'humidité entre le produit et l'air, les résultats expérimentaux servant à recalibrer le modèle.

Nous avons utilisé la deuxième façon qui donne une explication de l'ensemble des transferts massiques observés lors du séchage d'un produit. Ce modèle de transfert de courbes x utilisant les analogies électriques, considère un volume délimité par une portion de produit et une partie de l'air asséchant en contact avec lui (Figure IV.4).

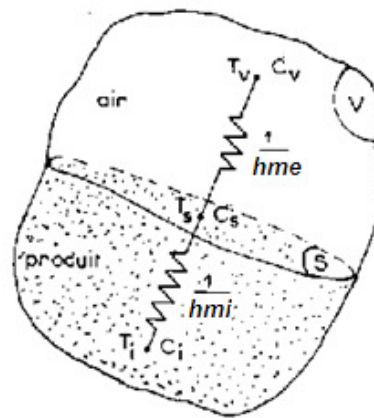


Figure IV.4. Représentation Schématique des transferts d'humidité [Daugenet, 1985]

A l'intérieur du produit, l'air et la matière humide sont supposés en équilibre. Il se produit deux transferts en série :

- Un transfert d'humidité interne, caractérisé par la résistance $\frac{1}{h_{mi}}$ et les potentiels C_i et C_s .
- Un transfert externe entre la surface du produit et l'air, caractérisé par la résistance $\frac{1}{h_{me}}$ et les potentiels C_s et C_v .

Le coefficient de transfert de masse global $H_m = f(h_{me}, h_{mi})$ s'exprime par :

$$H_m = \frac{1}{R_{eq}} = \frac{h_{me} h_{mi}}{h_{me} + h_{mi}} \quad (IV.9)$$

Pour la totalité du produit disposé en lit sur une graille, la vitesse de séchage s'exprime le transfert de vapeur d'eau entre les potentiels C_i et C_v . On peut donc écrire :

$$\dot{m}_e = -\frac{dm_e}{dt} = -m_{prs} \cdot \frac{dX}{dt} = H_m \cdot \rho_f \cdot S_{fpr} (C_i - C_v) \quad (IV.10)$$

En utilisant les pressions partielles, l'expression de la vitesse de séchage devient [Youcef-Ali, 2001] :

$$\dot{m}_e = -m_{prs} \cdot \frac{dX}{dt} = H_m \cdot S_{fpr} [P_{sat}(T_{pr}) - P_V(T_{fs})] / [R_V \cdot (T_{fs} + 273)]. \quad (IV.11)$$

- où:
- C_i : est la fraction massique de la vapeur d'eau dans le produit [-]
 - C_s : est la fraction massique de la vapeur d'eau à la surface [-]
 - R_V : constante caractéristique de l'eau $R_V = 462$ [Jkg⁻¹K⁻¹]
 - C_V : est la fraction massique de la vapeur d'eau dans l'air [-]
 - T_i, T_s, T_V : sont les températures correspondantes.
 - $P_{sat}(T_{pr})$: est la pression de vapeur d'eau saturante à la température T_{pr} de la surface [Pa]
 - $P_V(T_{fs})$: est la pression partielle de vapeur d'eau dans l'air [Pa]

IV.4 COEFFICIENT D'ÉCHANGE THERMIQUE ET MASSIQUE DU PRODUIT

Le produit est caractérisé par sa géométrie (dimension caractéristique ϕ_m , surface d'échange S_{fpr} pour sa masse m_{pr}), par sa teneur en eau moyenne \bar{X} et par sa température T_{pr} (dont T_s en surface). Il est placé dans un air chaud caractérisé par sa température ($T_{fs} > T_s$), son humidité relative φ_{fs} supposée faible, et sa vitesse V_f par rapport au produit. On utilisera aussi la pression partielle de vapeur d'eau dans l'air $P_V(T_{fs})$.

Le séchage résulte d'échanges couplés de chaleur (enthalpie) et de matière (eau), soit externes (entre l'air et le produit), soit internes (dans le produit), qui se poursuivent tant que l'évaporation de l'eau maintient le produit (un peu) plus froid que l'air environnant ($T_s < T_{fs}$), c'est-à-dire hors d'équilibre, selon (Figure IV.5).

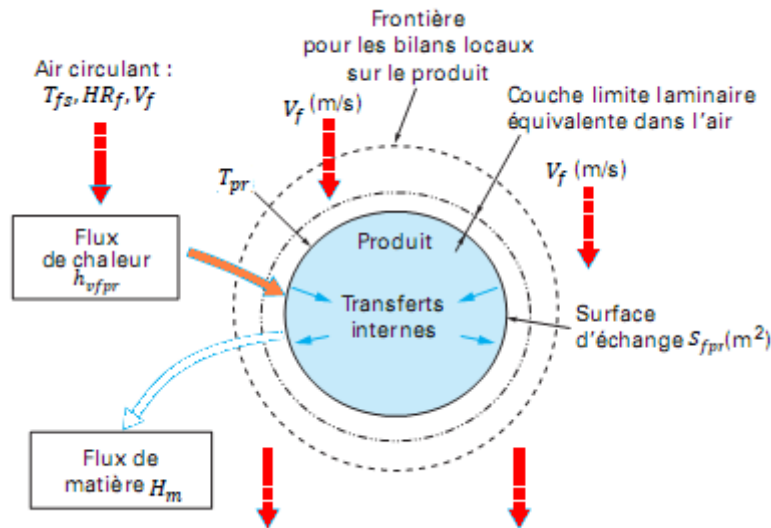


Figure IV.5 : Transferts convectifs couplés de chaleur et de matière entre l'air et le produit à l'interface air/produit, à travers une couche limite laminaire équivalente dans l'air [Vasseur, 2008].

Le flux des transferts de chaleur et de matière à l'interface air/produit sont régis par le couplage entre deux résistances.

- *Les résistances aux transferts externes*, par diffusion à travers la couche limite laminaire équivalente dans l'air autour du produit (elle même fonction de V_f ou du nombre de Reynolds caractéristique de l'écoulement) et pouvant se représenter par un coefficient de transfert de chaleur h_{vfpr} relatif à l'écart $(T_{fs} - T_{pr})$, et un coefficient de transfert de matière h_{me} .
- *Les résistances aux transferts internes* au produit, pour la chaleur (allant vers l'intérieur) et la matière (allant vers l'extérieur). Les résistances internes varient beaucoup selon la nature du produit, sa taille caractéristique ϕ_m , sa teneur en eau X , sa température T_{pr} locale, etc.

IV.4.1 Transfert internes

IV.4.1.1 Transfert internes de matière

On ne peut pas calculer théoriquement le coefficient d'échange de masse et d'humidité à l'intérieur du produit.

L'eau migre dans le produit, du centre vers la surface, sous l'action de divers mécanismes qui peuvent se combiner : le transport capillaire est un mécanisme fondamental dans les produits poreux riches en eau ; mais d'autres mécanismes comme la diffusion et/ou la thermodiffusion sont aussi invoqués pour l'eau plus ou moins adsorbée (liée). Sans avoir besoin de connaître le mécanisme exact, le transport d'eau interne peut se représenter localement par une loi de Fick.

$$\frac{\partial X}{\partial t} = D_{app} \nabla^2 X, \quad D_{app} = f(X, T) \quad (IV.12)$$

où: D_{app} : diffusivité apparente qui, le plus souvent, varie avec la température et la teneur en eau du produit, et qui est aussi affectée par le rétrécissement du produit [$m^2 s^{-1}$]
 X : teneur en eau dans le produit [kg d'eau kg^{-1} de solide sec]
 T : température locale dans le produit [K]

Dans les produits agroalimentaires, D_{app} est souvent compris entre 10^{-11} et $10^{-8} m^2 s^{-1}$ [Xanthopoulos, et al. ,2009]. Son évaluation reste difficile, et sa valeur présente une variabilité élevée pour un même produit, selon les auteurs, selon le type d'expériences réalisées, et selon la méthode de traitement des résultats expérimentaux.

Il existe d'autres méthodes pour déterminer expérimentalement le coefficient d'échange de masse à l'intérieur du produit [May, et al. 2002] [Jain, et al. ,2004].

Nous déterminons, pour notre part, ce coefficient, nous basons sur la méthode utilisée par [Youcef-Ali, et al. ,2001] (cf. chapitre IV.2).

IV.4.1.2 Transfert internes de chaleur

La chaleur se transforme dans le produit par diffusion (conduction) sous l'effet d'un gradient de température

$$\frac{\partial T_{pr}}{\partial t} = \alpha \nabla^2 T_{pr}, \quad \alpha = \frac{\lambda}{\rho C_p} = f(X, T) \quad (IV.13)$$

où: α : diffusivité thermique [$m^2 s^{-1}$]

Mais comme c'est généralement le transfert de matière qui est limitant, et non pas le transfert de chaleur, on pourra souvent admettre que la température reste assez uniforme dans le produit $T_{pr} = T_s$, sans chercher à calculer les profils de température [Vasseur, 2008].

IV.4.2 Transfert externes

Au cours du séchage par convection, les échanges entre l'air et la surface du produit se font par diffusion à travers la (sous-)couche limite laminaire équivalente dans l'air, en surface du produit (Figure IV.6).

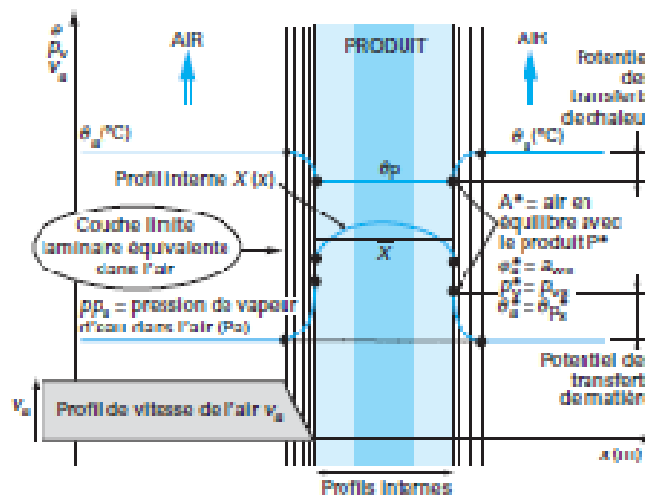


Figure IV.6 : Schématisation des transferts entre l'air et un produit en forme de plaque « infinie » (cas d'un séchage symétrique sur les deux faces, et transferts normaux à la surface [Vasseur, 2008]).

La figure ci-dessus décrit les profils internes de température et de teneur en eau internes et de pression de vapeur dans l'air dans la couche limite laminaire équivalente dans l'air fixe (h_{vfpr}, h_{me}) est fonction du nombre de Reynolds local. En pratique dans un séchoir, l'air est le plus souvent en régime turbulent autour du produit, et la couche limite laminaire équivalente au voisinage immédiat du produit à une épaisseur très faible (de l'ordre du dixième de millimètre). Les coefficients h_{vfpr} et h_{me} peuvent être évalués à partir de corrélations classiques à base d'invariants de similitude entre un gaz de vitesse relative V_f (m/s) hors de la couche limite laminaire par rapport à la surface du produit.

IV.4.2.1 Transfert externes de matière

Le coefficient d'échange de masse extérieur entre le produit de forme sphérique et l'air asséchant dans un lit fixe est calculé par la relation [Vasseur, 2008]:

$$h_{me} = Sh \frac{D_V}{\phi_{m,pr}} \tag{IV.14}$$

Pours des particules sphériques exposées sur un lit fixe, le nombre de Sherwood est exprimé par la co-relation de Petrovic and Thodos [Perry, 1997] :

$$Sh = \frac{0.765}{\varepsilon} Re^{0.18} Sc^{1/3} + \frac{0.365}{\varepsilon} Re^{0.614} Sc^{1/3} \quad (IV.15)$$

où:

Re : Le nombre de Reynolds s'écrit : $0 < Re = V_f \frac{\phi_{m,pr}}{v_f} < 15000$

Sc : Le nombre de Schmidt s'écrit : $Sc = \frac{v_f}{D_V}$

D_V : La diffusivité de l'humidité dans l'air de séchage est donnée par la relation de Shimer, valable entre 20 et 200°C $D_V = 2.226 \cdot 10^{-5} \frac{1}{Pt} \left(\frac{T_{fs} + 273}{273} \right)^{1.81} [m^2 s^{-1}]$

Pt : La pression atmosphérique [bar]

ε : La porosité de lit

IV.4.2.2 Transfert externe de chaleur

En ce qui concerne l'échange par convection forcée entre l'air et le produit à sécher, le coefficient d'échange est donné comme suit :

$$h_{vfpr} = \frac{NU \cdot \lambda_f}{\phi_{m,pr}} \quad (IV.16)$$

Le nombre de Nusselt NU dans le cas des particules sphériques exposées sur un lit fixe, est utilisé par [Ryiz, et al., 2008] pour $0 \leq Re = V_f \frac{\phi_{m,pr}}{v_f} \leq 15000$ comme suite :

$$Nu = \frac{0,765}{\varepsilon} Re^{0.18} Pr^{\frac{1}{3}} + \frac{0,365}{\varepsilon} Re^{0.614} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (IV.17)$$

où: Pr : Le nombre de Prandtl

IV.5 COEFFICIENT D'ÉCHANGE THERMIQUE DANS L'ARMOIRE DE SÉCHAGE

➤ Echange entre l'air et la paroi intérieure de l'armoire de séchage

Le coefficient d'échange entre l'air et la paroi intérieure de l'armoire de séchage s'écrit :

$$h_{vfpi} = \frac{NU \lambda_f}{e_l} \quad (IV.18)$$

Pour un nombre de Reynolds $Re = V_f \frac{e_l}{v_f} \leq 3 \cdot 10^5$

$$NU = 0.66 Re^{0.5} Pr^{0.333} \quad (IV.19)$$

Le coefficient d'échange par convection forcée entre l'air et le produit à sécher s'écrit :

$$h_{vfpr} = \frac{NU\lambda_f}{\phi_{m,pr}} \quad (IV.20)$$

Pour un nombre de Reynolds $Re = 17 \leq V_f \frac{\phi_{m,pr}}{\nu_f} \leq 70000$

$$NU = 0.37Re^{0.6} \quad (IV.21)$$

λ_f et ν_f Sont évalués à la température $\frac{(T_{fs}+T_{pr})}{2}$, $V_f = \frac{V_{fs}}{\varepsilon}$

➤ Echange entre l'armoire de séchage et le milieu extérieur

Pour déterminer les divers coefficients d'échange thermique entre l'armoire de séchage et le milieu extérieur, les relations suivantes sont utilisés, selon qu'il s'agit d'un transfert par conduction, par convection ou par rayonnement.

Par conduction

Le coefficient d'échange par conduction à travers la paroi de l'armoire de séchage (bois) est donné par :

$$h_{cp} = \frac{\lambda_b}{e_b} \quad (IV.22)$$

Par convection

Le coefficient d'échange par convection entre la paroi extérieur de l'armoire de séchage et l'air ambiant est donné comme suit :

$$h_{vv} = 5.67 + 3.86v_V \quad (IV.23)$$

Par rayonnement

Le coefficient d'échange radiatif entre la paroi extérieure de l'armoire de séchage et la voute céleste, s'écrit :

$$h_{rc} = \sigma \varepsilon_b \left((T_{pe} + 273) + (T_c + 273) \right) \left((T_{pe} + 273)^2 + (T_c + 273)^2 \right) \quad (IV.24)$$

Avec

$$T_c + 273 = 0.0552(T_a + 273)^{1.5}$$

IV.6 PUISSANCE ECHANGEE PAR CHANGEMENT DE PHASE

C'est une puissance perdue par le produit. Elle est égale au taux de masse d'eau évaporée multiplié par la chaleur latente de vaporisation :

$$P_{ev} = L_v \cdot \frac{dm_e}{dt} \quad (IV.25)$$

Avec :

$$L_v = 4186.8(597 - 0.56 \cdot T_{pr})$$

$$\frac{dm_e}{dt} = m_{prs} \cdot \left(\frac{dX}{dt} \right)$$

Où :

T_{pr} : Température de vaporisation prise égale à la température du produit [K];

m_{prs} : masse sèche du produit continu dans une claie [kg] ;

$\frac{dX}{dt}$: La vitesse de séchage [kg eau/kg MS]. Celle-ci a été déterminée expérimentalement (cf. partie III.2.4).

IV.7 PERFORMANCE DU SECHOIR SOLAIRE

Plusieurs phénomènes d'ordre physique et thermique se déroulent, d'une part au niveau de l'insolateur et d'autre part dans l'armoire de séchage, Afin de connaître les performances de la chaîne énergétique capteur-séchoir, nous sommes amenés à déterminer le rendement thermique du système couplé (insolateur-séchoir), c'est le rapport de la puissance d'évaporation P_{ev} sur la puissance utile P_u délivrée par le capteur solaire au séchoir.

$$\eta_t = \frac{P_{ev}}{P_u} \quad (IV.26)$$

IV.8 CONCLUSION

Nous avons développé un modèle mathématique issu des équations de conservation de chaleur et de masse, dans une armoire à plusieurs claies, ces lits de particule placés en série dans le sens de l'écoulement de l'air en convection forcée, sont traversés par celui-ci. Durant le processus de séchage, des modifications simultanément physiques et structurelles ont lieu au sein de ces produits. Dans ce modèle nous tenons compte ces modifications du produit, pour prévoir correctement le temps de séchage.

CHAPITRE V

MODELISATION NUMERIQUE

V.1 INTRODUCTION	88
V.2 SYSTEME D'EQUATION A RESOUDRE	88
V.3 APPROXIMATION DES DERIVEES PARTIELLES PAR DIFFERENCES FINIES	88
V.4 DISCRETISATION DES EQUATIONS REGISSANT LE PROCESSUS DE SECHAGE	89
<i>Lit fin</i>	90
<i>Lit épais</i>	92
<i>Entre deux lits de particule</i>	94
V.5 ALGORITHME DE PROGRAMME QUI SIMULE LE COMPORTEMENT THERMIQUE DU SECHOIR.....	94
V.6 CONCLUSION	97

CHAPITRE V

MODELISATION NUMERIQUE

V.1 INTRODUCTION

En vue du passage d'un problème exact (continu) au problème approché (discret), on dispose de plusieurs techniques concurrentes et complémentaires : les différences finies, les éléments finis et les volumes finis. Le choix d'une méthode ou d'une autre dépendra, en principe, de la facilité d'application, précision et économie des calculs...etc. Nous avons choisi la méthode des différences finies régressives qui admet des pas de temps assez grands contrairement à la méthode des différences finies progressives et nécessite moins de temps de calcul que la méthode des différences finis centrées.

V.2 SYSTEME D'EQUATIONS A RESOUDRE

Le système d'équations différentielles partielles (VI.1), (VI.3), (VI.4), (VI.5) (VI.6) qui permet d'écrire l'évolution des paramètres dépendants (la température de l'air de séchage, sa teneur en eau, celles du produit à sécher ainsi que les températures des parois intérieure et extérieure de l'armoire de séchage) est résumées comme suite :

$$\frac{dW}{dx} = - \frac{1}{G_s} (1 - \varepsilon) \rho_{prs} \frac{dM}{dt}$$

$$G_s V_{air} (C_{p_{fs}} + C_{p_V} W) \left(\frac{T_{fs}|_{sortie} - T_{fs}|_{entree}}{e_i} \right) = S_{fpr} h_{vfpr} (\bar{T}_{pr} - \bar{T}_{fs}) - S_p h_{vfp_i} (\bar{T}_{fs} - T_{p_i})$$

$$(1 - \varepsilon) \rho_{prs} (C_{p_{prs}} + C_{p_e} M) \frac{d\bar{T}_{pr}}{dt} = \frac{S_{fpr}}{V_l} h_{vfpr} (\bar{T}_{fs} - \bar{T}_{pr}) + (1 - \varepsilon) \rho_{prs} L_v \frac{dM}{dt}$$

$$\frac{1}{2} \rho_b e_b C_{p_b} \frac{dT_{p_i}}{dt} = -h_{cp} (T_{p_i} - T_{p_e}) + h_{vfp_i} (\bar{T}_{fs} - T_{p_i})$$

$$\frac{1}{2} \rho_b e_b C_{p_b} \frac{dT_{p_e}}{dt} = -h_{rc} (T_{p_e} - T_c) + h_{cp} (T_{p_i} - T_{p_e}) - h_{vv} (T_{p_e} - T_a)$$

V.3 APPROXIMATION DES DERIVEES PARTIELLES PAR DIFFERENCES FINIES

La méthode des différences finies consiste à remplacer les dérivées apparaissant dans le problème continu par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage. Toutes les méthodes numériques présupposent la discrétisation du domaine géométrique afin de passer d'un problème continu à une infinité d'inconnues à un problème discret ne comptant qu'un nombre fini d'inconnues. Dans le cas des différences finies en dimension un, on discrétise l'intervalle continu en un nombre fini de points x_i .

On remplace ainsi le problème continu par celui de la recherche des valeurs approchées ϕ_i des solutions exactes (χ_i) aux points x_i de la discrétisation. Mais on ne peut plus, dans ce cas, conserver les opérateurs de dérivation qui s'appliquent à des fonctions continues. On les remplace par des

analogues discrets, différences finies. Pratiquement tous les modèles du séchage des produits agro-alimentaires sont résolus par cette méthode (FDM).

On utilise un schéma arrière d'ordre 1 pour évaluer la dérivée temporelle ainsi que la dérivée en espace :

$$\frac{\partial \phi_i^n}{\partial t} = \frac{\phi_i^n - \phi_i^{n-1}}{\Delta t} \tag{V.1}$$

$$\frac{\partial \phi_i^n}{\partial x} = \frac{\phi_i^n - \phi_{i-1}^n}{\Delta x} \tag{V.2}$$

ou :

ϕ_i^n : représente la température de l'air de séchage, sa teneur en eau, celles du produit à sécher ainsi que les températures des parois intérieure et extérieure de l'armoire de séchage. Elle sont toutes fonctions du temps n et de position i .

Δx : est l'épaisseur du lit de particule e_i

V.4 DISCRETISATION DES EQUATIONS REGISSANT LE PROCESSUS DE SECHAGE

Nous repérons les claies par l'indice " $i = 2 \dots N$ ", le temps présent par l'indice " n " et le temps précédent par " $n - 1$ ". Lorsqu'il s'agit de l'air asséchant, la température T_{fs} et la teneur en humidité absolue W sont indicées par " $i - 1$ " avant la claie d'indice " i ", et par i après cette claie (Figure V.1).

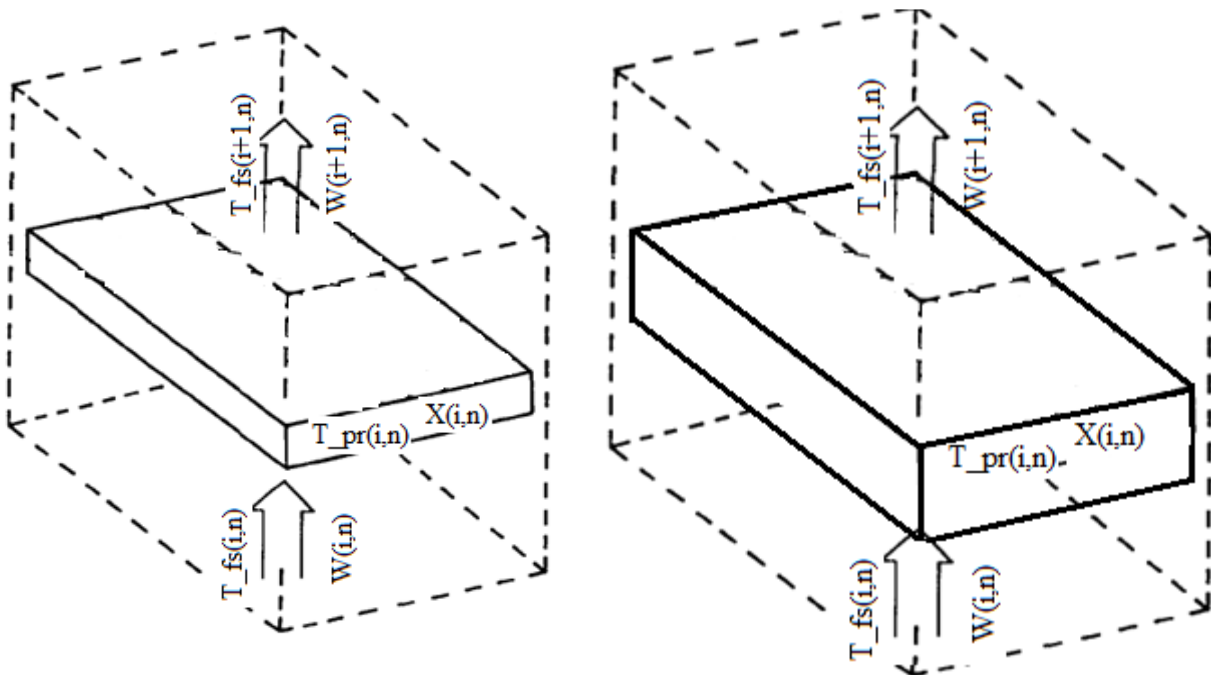


Figure V.1 : schéma d'un lit à couche mince (a) et épais (b) de particules

Les paramètres dépendants des variables à déterminer intervenant dans les équations discrétisés seront calculés en fonction des températures de pas de temps précédent sauf pour la température du produit. Et ceux dépendants des conditions de l'air asséchant et intervenant dans les équations du modèle ($X, C_{p_{pr}}, \rho_{pr}, etc.$) (à l'instant t^n) seront calculés en fonction de la température et de l'humidité de l'air à l'entrée du lit considéré (c'est-à-dire pour le lit d'indice i , calculés en fonction de $T_{fs_{i-1}}^n$ et W_{i-1}^n).

Selon qu'il s'agit d'un lit fin ou épais, l'approximation des équations de fonctionnement du séchoir, suppose [Yucef-Ali, 2001]:

➤ Lit fin

A l'instant t^n , la température et la teneur en humidité moyennes de l'air asséchant, dans le cas d'une claie d'indice i sont prises égales à celles de l'air à l'entrée. Elles sont notées respectivement par :

$$\bar{T}_{fs_i}^n = T_{fs_{i-1}}^n \quad \text{et} \quad \bar{W}_i^n = W_{i-1}^n$$

➤ Lit épais

A l'instant t^n , dans un lit considéré d'une claie d'indice i , nous prenons une moyenne, entre l'entrée et la sortie de ce lit, de la température et de la teneur en humidité absolue de l'air asséchant, que nous notons respectivement par :

$$\bar{T}_{fs_i}^n = \frac{T_{fs_{i-1}}^n + T_{fs_i}^n}{2} \quad \text{et} \quad \bar{W}_i^n = \frac{W_{i-1}^n + W_i^n}{2}$$

Finalement la discrétisation des équations régissant le processus de séchage sera donné par la forme suivante :

➤ Lit fin (Figure V.1a)

$$\frac{W_i^n - W_{i-1}^n}{\Delta x} = - \frac{1}{G_s} (1 - \varepsilon) \rho_{prs} \frac{X_i^n - X_i^{n-1}}{\Delta t} \quad (V. 3a)$$

$$\frac{T_{fs_i}^n - T_{fs_{i-1}}^n}{\Delta x} = \frac{S_{fpr} h_{vfpr} (T_{pr_i}^n - T_{fs_{i-1}}^n) - S_p h_{vfp_i} (T_{fs_{i-1}}^n - T_{p_i}^n)}{G_s V_{air} (C_{p_{fs}} + C_{p_v} W_{i-1}^n)} \quad (V. 4a)$$

$$\frac{T_{pr_i}^n - T_{pr_i}^{n-1}}{\Delta t} = \frac{\frac{S_{fpr}}{V_l} h_{vfpr} (T_{fs_{i-1}}^n - T_{pr_i}^n) + (1 - \varepsilon) \rho_{prs} L_v \frac{X_i^n - X_i^{n-1}}{\Delta t}}{(1 - \varepsilon) \rho_{prs} (C_{p_{prs}} + C_{p_e} X_i^n)} \quad (V. 5a)$$

$$\frac{T_{p_i}^n - T_{p_i}^{n-1}}{\Delta t} = \frac{-h_{cp} (T_{p_i}^n - T_{p_{e_i}}^n) + h_{vfp_i} (T_{fs_{i-1}}^n - T_{p_i}^n)}{\frac{1}{2} \rho_b e_b C_{p_b}} \quad (V. 6a)$$

$$\frac{T_{p_{e_i}}^n - T_{p_{e_i}}^{n-1}}{\Delta t} = \frac{-h_{rc} (T_{p_{e_i}}^n - T_c) + h_{cp} (T_{p_i}^n - T_{p_{e_i}}^n) - h_{vV} (T_{p_{e_i}}^n - T_a)}{\frac{1}{2} \rho_b e_b C_{p_b}} \quad (V. 7a)$$

Le système d'équations ci-dessus peut se mettre sous la forme algébrique suivant :

$$\begin{aligned}
W_i^n &= W_{i-1}^n - \frac{\Delta x(1-\varepsilon)\rho_{prs}}{\Delta t \cdot G_s} (X_i^n - X_i^{n-1}) \\
T_{fs_i}^n - \frac{S_{fpr}h_{vfpr}}{V_{air}\varepsilon \dot{m}(Cp_{fs} + Cp_V W_{i-1}^n)} T_{pr_i}^n - \frac{S_p h_{vfpi}}{V_{air}\varepsilon \dot{m}(Cp_{fs} + Cp_V W_{i-1}^n)} T_{pi}^n \\
&= \left(1 - \frac{(S_{fpr}h_{vfpr} + S_p h_{vfpi})}{\varepsilon \dot{m} V_{air}(Cp_{fs} + Cp_V W_{i-1}^n)} \right) T_{fs_{i-1}}^n \\
\left(1 + \frac{S_{fpr}h_{vfpr}\Delta t}{V_l(1-\varepsilon)\rho_{prs}(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} \right) T_{pr_i}^n \\
&= T_{pr_i}^{n-1} + \frac{S_{fpr}h_{vfpr}\Delta t}{V_l(1-\varepsilon)\rho_{prs}(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} T_{fs_{i-1}}^n + \frac{L_V(X_i^n - X_i^{n-1})}{(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} \\
\left(1 + \frac{2(h_{vfpi} + h_{cp})\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} \right) T_{pi}^n - \frac{2h_{cp}\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} T_{pe_i}^n = T_{pi}^{n-1} + \frac{2h_{vfpi}\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} T_{fs_{i-1}}^n \\
- \frac{2h_{cp}\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} T_{pi}^n + \left(1 + \frac{2(h_{rc} + h_{VV} + h_{cp})\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} \right) T_{pe_i}^n = T_{pe_i}^{n-1} + \frac{2(h_{rc}T_c + h_{VV}T_a)\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b}
\end{aligned}$$

En fin, on peut écrire le système sous la forme matricielle simplifiée suivante :

$$[A][T] = [B]$$

[A] Représente la matrice des coefficients, elle s'écrit :

$$\begin{bmatrix}
1 & -\frac{S_{fpr}h_{vfpr}}{\varepsilon \dot{m}(Cp_{fs} + Cp_V W_{i-1}^n)} & -\frac{S_p h_{vfpi}}{\varepsilon \dot{m}(Cp_{fs} + Cp_V W_{i-1}^n)} & 0 \\
0 & 1 + \frac{S_{fpr}h_{vfpr}\Delta t}{V_l(1-\varepsilon)\rho_{prs}(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} & 0 & 0 \\
0 & \frac{2(h_{vfpi} + h_{cp})\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} & 1 + \frac{2(h_{vfpi} + h_{cp})\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} & -\frac{2h_{cp}\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} \\
0 & 0 & -\frac{2h_{cp}\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} & 1 + \frac{2(h_{rc} + h_{VV} + h_{cp})\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b}
\end{bmatrix}$$

[T] Représente le vecteur des inconnues, il est donné par :

$$\begin{bmatrix}
T_{fs_i}^n \\
T_{pr_i}^n \\
T_{pi_i}^n \\
T_{pe_i}^n
\end{bmatrix}$$

[B] Représente le vecteur des éléments du deuxième membre, il s'écrit :

$$\left[\begin{array}{c} \left(1 - \frac{(S_{fpr}h_{vfpr} + S_p h_{vfpi})}{\varepsilon \dot{m} (Cp_{fs} + Cp_v W_{i-1}^n)} \right) T_{fs_{i-1}}^n \\ T_{pr_i}^{n-1} + \frac{S_{fpr}h_{vfpr}\Delta t}{V_l(1-\varepsilon)\rho_{prs}(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} T_{fs_{i-1}}^n + \frac{L_V(X_i^n - X_i^{n-1})}{(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} \\ T_{pi}^{n-1} + \frac{h_{vfpi}\Delta t}{\frac{1}{2}\rho_b e_b Cp_b} T_{fs_{i-1}}^n \\ T_{pe_i}^{n-1} + \frac{(h_{rc}T_c + h_{vV}T_a)\Delta t}{\frac{1}{2}\rho_b e_b Cp_b} \end{array} \right]$$

avec : $\varepsilon \dot{m} = \frac{G_s V_{air}}{\Delta x}$

où : \dot{m} : le débit massique [$kg s^{-1}$]

V_{air} : le volume de l'air contenu dans un lit de particules de produit à sécher [m^3]

➤ **Lit épais (Figure V.1b)**

$$\frac{W_i^n - W_{i-1}^n}{\Delta x} = - \frac{1}{G_s} (1 - \varepsilon) \rho_{prs} \frac{X_i^n - X_i^{n-1}}{\Delta t} \quad (V.3b)$$

$$\frac{T_{fs_i}^n - T_{fs_{i-1}}^n}{\Delta x} = \frac{S_{fpr}h_{vfpr} \left(T_{pr_i}^n - \frac{T_{fs_{i-1}}^n + T_{fs_i}^n}{2} \right) - S_p h_{vfpi} \left(\frac{T_{fs_{i-1}}^n + T_{fs_i}^n}{2} - T_{pi}^n \right)}{G_s V_{air} \left(Cp_{fs} + Cp_v \frac{W_{i-1}^n + W_i^n}{2} \right)} \quad (V.4b)$$

$$\frac{T_{pr_i}^n - T_{pr_i}^{n-1}}{\Delta t} = \frac{\frac{S_{fpr}}{V_l} h_{vfpr} \left(\frac{T_{fs_{i-1}}^n + T_{fs_i}^n}{2} - T_{pr_i}^n \right) + (1 - \varepsilon) \rho_{prs} L_V \frac{X_i^n - X_i^{n-1}}{\Delta t}}{(1 - \varepsilon) \rho_{prs} (Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} \quad (V.5b)$$

$$\frac{T_{pi}^n - T_{pi}^{n-1}}{\Delta t} = \frac{-h_{cp}(T_{pi}^n - T_{pe_i}^n) + h_{vfpi} \left(\frac{T_{fs_{i-1}}^n + T_{fs_i}^n}{2} - T_{pi}^n \right)}{\frac{1}{2}\rho_b e_b Cp_b} \quad (V.6b)$$

$$\frac{T_{pe_i}^n - T_{pe_i}^{n-1}}{\Delta t} = \frac{-h_{rc}(T_{pe_i}^n - T_c) + h_{cp}(T_{pi}^n - T_{pe_i}^n) - h_{vV}(T_{pe_i}^n - T_a)}{\frac{1}{2}\rho_b e_b Cp_b} \quad (V.7b)$$

Le système d'équations ci-dessus peut se mettre sous la forme algébrique suivant :

$$\begin{aligned}
W_i^n &= W_{i-1}^n - \frac{\Delta x(1-\varepsilon)\rho_{prs}}{\Delta t \cdot G_s} (X_i^n - X_i^{n-1}) \\
\left(1 + \frac{S_{fpr}h_{vfpr} + S_p h_{vfp_i}}{2\varepsilon \dot{m} \left(Cp_{fs} + Cp_v \frac{W_{i-1}^n + W_i^n}{2}\right)}\right) T_{fs_i}^n &- \frac{S_{fpr}h_{vfpr}}{\varepsilon \dot{m} \left(Cp_{fs} + Cp_v \frac{W_{i-1}^n + W_i^n}{2}\right)} T_{pr_i}^n \\
&- \frac{S_p h_{vfp_i}}{\varepsilon \dot{m} \left(Cp_{fs} + Cp_v \frac{W_{i-1}^n + W_i^n}{2}\right)} T_{pi_i}^n = \left(1 - \frac{(S_p h_{vfp_i} + S_{fpr}h_{vfpr})}{2\varepsilon \dot{m} \left(Cp_{fs} + Cp_v \frac{W_{i-1}^n + W_i^n}{2}\right)}\right) T_{fs_{i-1}}^n \\
&- \frac{S_{fpr}h_{vfpr}\Delta t}{2V_l(1-\varepsilon)\rho_{prs}(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} T_{fs_i}^n + \left(1 + \frac{S_{fpr}h_{vfpr}\Delta t}{V_l(1-\varepsilon)\rho_{prs}(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)}\right) T_{pr_i}^n \\
&= T_{pr_i}^{n-1} + \frac{S_{fpr}h_{vfpr}\Delta t}{2V_l(1-\varepsilon)\rho_{prs}(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} T_{fs_{i-1}}^n + \frac{L_v(X_i^n - X_i^{n-1})}{(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} \\
&- \frac{h_{vfp_i}\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} T_{fs_i}^n + \left(1 + \frac{2(h_{cp} + h_{vfp_i})\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b}\right) T_{pi_i}^n - \frac{2h_{cp}\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} T_{pe_i}^n = T_{pi_i}^{n-1} + \frac{h_{vfp_i}\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} T_{fs_{i-1}}^n \\
&- \frac{2\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} h_{cp} T_{pi_i}^n + \left(1 + \frac{2(h_{rc} - h_{vV} + h_{cp})\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b}\right) T_{pe_i}^n = T_{pe_i}^{n-1} + \frac{2(h_{vV}T_a - h_{rc}T_c)\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b}
\end{aligned}$$

[A] Représente la matrice des coefficients, elle s'écrit :

$$\left[\begin{array}{ccc|c}
1 + \frac{S_{fpr}h_{vfpr} + S_p h_{vfp_i}}{2V_{air}\varepsilon \dot{m} \left(Cp_{fs} + Cp_v \frac{W_{i-1}^n + W_i^n}{2}\right)} & \frac{-S_{fpr}h_{vfpr}}{V_{air}\varepsilon \dot{m} \left(Cp_{fs} + Cp_v \frac{W_{i-1}^n + W_i^n}{2}\right)} & \frac{-S_p h_{vfp_i}}{V_{air}\varepsilon \dot{m} \left(Cp_{fs} + Cp_v \frac{W_{i-1}^n + W_i^n}{2}\right)} & 0 \\
\frac{-S_{fpr}h_{vfpr}\Delta t}{2V_l(1-\varepsilon)\rho_{prs}(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} & 1 + \frac{S_{fpr}h_{vfpr}\Delta t}{V_l(1-\varepsilon)\rho_{prs}(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} & 0 & 0 \\
\frac{-h_{vfp_i}\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} & 0 & 1 + \frac{2(h_{cp} + h_{vfp_i})\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} & \frac{-2h_{cp}\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} \\
0 & 0 & \frac{-2\Delta t h_{cp}}{\rho_b e_b Cp_b} & 1 + \frac{2(h_{rc} - h_{vV} + h_{cp})\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b}
\end{array} \right]$$

[B] Représente le vecteur des éléments du deuxième membre, il s'écrit :

$$\left[\begin{array}{c}
\left(1 - \frac{(S_p h_{vfp_i} + S_{fpr}h_{vfpr})}{2\varepsilon \dot{m} \left(Cp_{fs} + Cp_v \frac{W_{i-1}^n + W_i^n}{2}\right)}\right) T_{fs_{i-1}}^n \\
T_{pr_i}^{n-1} + \frac{S_{fpr}h_{vfpr}\Delta t}{2V_l(1-\varepsilon)\rho_{prs}(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} T_{fs_{i-1}}^n + \frac{L_v(X_i^n - X_i^{n-1})}{(Cp_{prs} + Cp_e X_i^n)} \\
T_{pi_i}^{n-1} + \frac{h_{vfp_i}\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b} T_{fs_{i-1}}^n \\
T_{pe_i}^{n-1} + \frac{2(h_{vV}T_a - h_{rc}T_c)\Delta t}{\rho_b e_b Cp_b}
\end{array} \right]$$

➤ **Entre deux lits de particule**

$$T_{fs_i \text{ entré lit } i+1}^n = \left(T_{fs_i \text{ sortie lit } i}^n - \hat{T}_a \right) e^{-B(e_c - e_l)} + \hat{T}_a \quad (V.8)$$

V.5 ALGORITHME DE PROGRAMME QUI SIMULE LE COMPORTEMENT THERMIQUE DU SECHOIR

Les caractéristiques de l'air, calculées par la procédure INSOLATEUR, servent de valeur d'entrée de la procédure séchoir qui simule le comportement thermique du séchoir. Connaissant les valeurs de la température, de l'hygrométrie et du débit massique de l'air avant d'atteindre la première claie, on peut déterminer les caractéristiques de cet air au niveau de tous les paliers, au cours de son acheminement à travers les différentes claies en allant du bas vers le haut. Pour une valeur de la teneur en eau initiale du produit X_0 donnée, on peut suivre l'évolution de la perte d'eau tout le long du processus de séchage $X = f(t)$.

Les différentes étapes de l'algorithme du programme principal (*Figure V.*) qui simule le séchoir solaire, appelé SECHOIR-SOLAIRE et qui comporte, d'une part la procédure INSOLATEUR et d'autre part la procédure SECHOIR, se fait selon les étapes suivantes :

- 1. Introduction des données
 - Humidité absolue initiale du produit X_0
 - Données météorologiques, ϕ_g, T_a, V_a
 - Masse du produit initial par claie m_{pro}
 - Température de l'air T_{fe} à l'entrée de capteur
 - Débit massique de l'air \dot{m}
 - Température $T_{fs_{i=1}}^{n=0}$ et humidité absolue $W_{i=1}^{n=0}$ de l'air à l'entrée du séchoir
 - Rayon initial $r(X)_0$ du produit qui l'en considère comme sphère

- 2. Initialisation des paramètres par les N claies d'indice ($i = 1, 2, \dots, N$)
 - Touts les températures de la paroi intérieure $Tp_{i_i}^{n=0}$ et de la paroi extérieure $Tp_{e_i}^{n=0}$ ainsi que celles du produit $T_{pr_i}^{n=0}$ sont égales à la température ambiante T_a
 - Touts les températures de l'air asséchant $T_{fs_i}^{n=0}$ sont prises égales à la température à l'entrée du séchoir $T_{fs_{i=1}}^{n=0}$
 - Touts les teneurs en humidité absolue de l'air asséchant $W_i^{n=0}$ sont prises égales à l'humidité absolue de l'air à l'entrée du séchoir $W_{i=1}^{n=0}$
 - Touts les teneurs en humidité absolue du produit $X_i^{n=0}$ sont prises égales à l'humidité absolue du produit initial $X_0^{n=0}$

➤ 3. Appel à la procédure INSOLATEUR

On fait appel à la procédure INSOLATEUR, qui nous donne les valeurs d'entrée du séchoir avec lesquelles on détermine l'humidité absolue d'équilibre du produit $X_e^{n=1}$, après avoir calculé l'activité de l'eau a_w .

➤ 4. Calcul dans une boucle d'incrémentation de temps jusqu' à l'équilibre ($X = X_e$)

Pour les N claies, le programme procède le calcul suivant :

- La vitesse de séchage $\frac{dX_i}{dt}$
 - L'humidité absolue du produit X_i
 - Le rayon du produit considéré comme sphère $r(X)$
 - Les caractéristiques du produit qui interviennent dans la diminution de son volume (r, V_r, V_l et e_l), ainsi que les paramètres affectées par la diminution de ce volume (ε, S_{fpr} et V_f)
 - Les paramètres intervenant dans les coefficients de la matrice et ceux du vecteur, tels que :
 - La chaleur massique du produit sec C_p
 - La chaleur latente de vaporisation L_v
 - La surface de la paroi du séchoir correspondante à une claie S_b
 - La quantité de chaleur d'évaporation Q_{ev} et autres
 - Les différents coefficients d'échange de chaleur
 - Les coefficients de la matrice carrée
 - Les coefficients du vecteur du deuxième membre
 - Les différentes températures :
 - Température de l'air asséchant T_{fs_i}
 - Température du produit T_{pr_i}
 - Température de la paroi intérieure de l'armoire T_{pi_i}
 - Température de la paroi extérieure de l'armoire T_{pe_i}
 - La température $T_{fs_i}^n$ de l'air à l'entrée du lit d'indice $i + 1$
 - Les caractéristiques hygrométriques de l'air après les N claies (W_i et HR_i)
 - Réservation du vecteur $[T_i]$ à chaque pas du temps
- 5. Exploitation des résultats
- L'évolution de la température de l'air asséchant T_{fs_i}
 - L'évolution de la température du produit T_{pr_i}
 - L'évolution de température de la paroi intérieure de l'armoire T_{pi_i}
 - L'évolution de température de la paroi extérieure de l'armoire T_{pe_i}
 - L'évolution de l'humidité absolue du produit au cours de séchage X_i
 - L'évolution de l'humidité absolue de l'air après chaque claie W_i

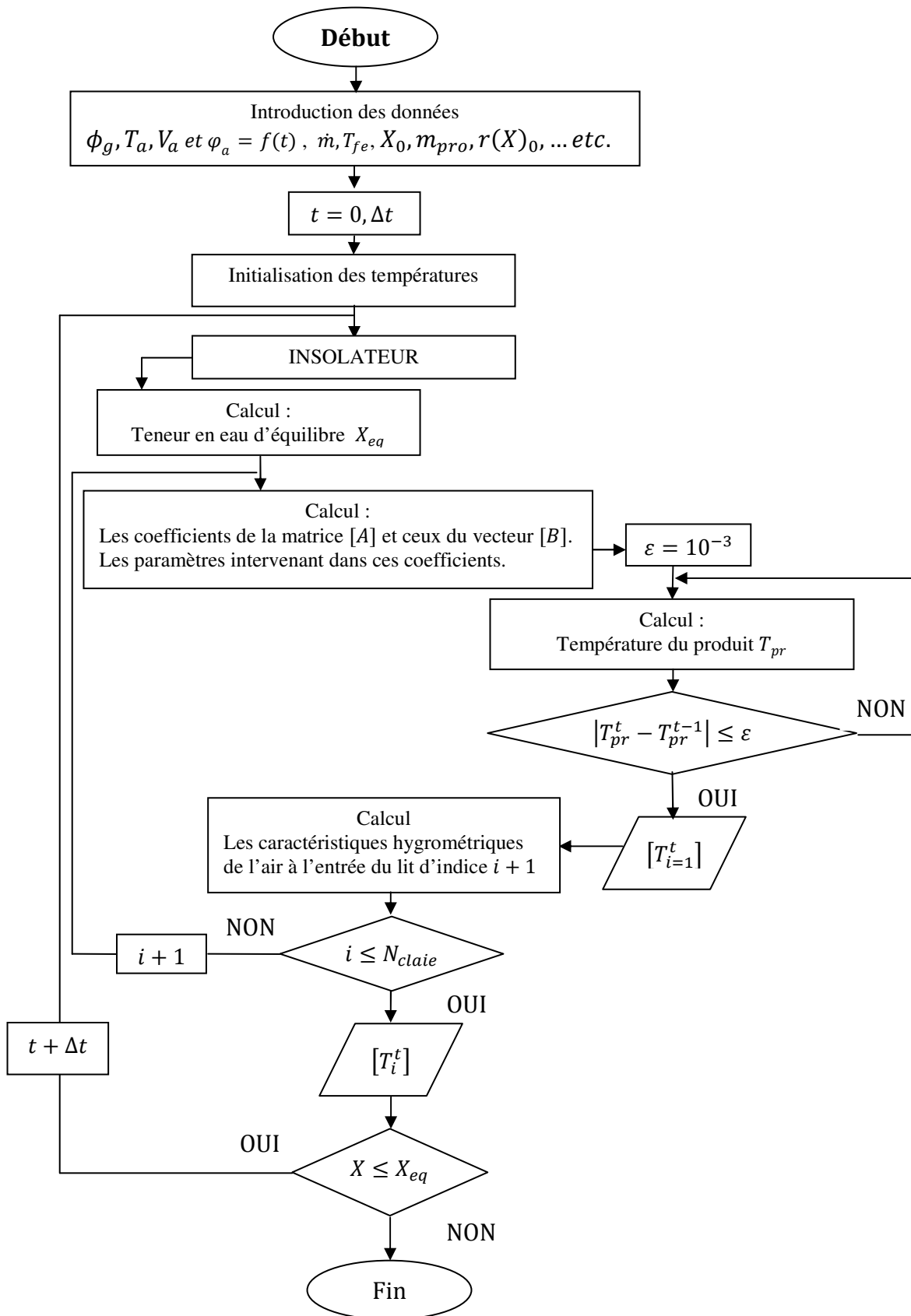


Figure V.3 Algorithme simplifié du programme principal SECHOIR-SOLAIRE

V.6 CONCLUSION

Le modèle mathématique est un modèle de séchage EDP (Equation aux dérivées partielles), nous avons choisi la méthode de résolution numérique aux différences finies régressives. La résolution de ce dernier nous permet de prédire théoriquement, sur n'importe quel site, les performances d'un séchoir solaire. Ce code de calcul numérique basé sur les équations de conservation de chaleur et de masse, tient compte de la variation des propriétés physique de l'air en fonction de sa température et du phénomène de rétrécissement du produit le long du processus de séchage pour prévoir correctement le temps de séchage.

CHAPITRE VI

SIMULATION NUMERIQUE

VI.1 INTRODUCTION	98
VI.2 DETERMINATION DU COEFFICIENT MOYEN DE TRANSFERT D'HUMIDITE INTERNE PROPRE A LA FIGUE.	98
VI.2.1 Description	98
VI.2.2 Influence de la température, la vitesse d'air asséchant et l'épaisseur du lit sur le coefficient de transfert d'humidité interne <i>hmi</i>	101
VI.2.2.1 L'influence de la Température d'air asséchant.....	101
VI.2.2.2 L'influence de la vitesse d'air asséchant.....	102
VI.2.2.3 L'influence de l'épaisseur de lit de la figue	103
VI.3 PERFORMANCE DU CAPTEUR SOLAIRE PLAN A AIR	106
VI.4 PERFORMANCE DE L'UNITE DE SECHAGE	108
VI.4.1 Cinétique de séchage	108
VI.4.2 Hygrométrie de l'air asséchant	110
VI.4.2.1 <i>Température de l'air</i>	111
VI.4.2.2 <i>Humidité relative de l'air</i>	111
VI.4.2.3 <i>Teneur en eau de l'air</i>	112
VI.4.2.4 <i>Température du produit</i>	112
VI.4.3 Paramètres affectés par le phénomène de rétrécissement du produit en cours de séchage	113
VI.4.3.1 <i>La porosité apparente du lit</i>	113
VI.4.3.2 <i>Vitesse moyenne de l'air dans le lit</i>	113
VI.4.3.3 <i>Diamètre du produit (épaisseur du lit)</i>	114
VI.4.3.4 <i>Surface d'échange air-produit dans un lit</i>	115
VI.5 PERFORMANCE DE LA CHAINE ENERGETIQUE CAPTEUR-SECHOIR.....	116
VI.5.1 Ensoleillement naturel.....	116
VI.4.1.1. <i>Intensité du rayonnement reçu par le capteur plan à air</i>	117
VI.4.1.2. <i>Température ambiante et humidité relative durant la journée ensoleillée</i>	118
VI.5.2 Présentation des Profils dans le cas d'ensoleillement naturelle et au cas de l'appoint électrique.	120
VI.5.2.1 <i>Teneur en eau à base sèche du produit</i>	120
VI.5.2.2 <i>Température de l'air</i>	122
VI.5.2.3 <i>Température du produit</i>	123
VI.5.2.4 <i>Humidité relative de l'air</i>	124

VI.5.2.5 Teneur en eau de l'air	125
VI.5.3 Rendement thermique du séchoir solaire	126
VI.6 INFLUENCE DES PARAMETRES CLIMATIQUES DE L'AIR ASSECHANT SUR LE SECHAGE DE LA FIGUE.....	127
VI. 6.1 Influence de la température de séchage.....	127
VI. 6.2 Influence du débit d'air asséchant.....	132
VI. 6.3 Influence de l'hygrométrie d'air asséchant.....	133
VI.7 EFFET DU FLUX SOLAIRE SUR LE SECHAGE DE LA FIGUE	136
VI.8 CONCLUSION	140

CHAPITRE VI

SIMULATION NUMERIQUE

VI.1 INTRODUCTION

Après avoir mis au point et validé notre modèle numérique grâce aux résultats disponibles dans la littérature pour d'autre produit agro-alimentaire, nous nous présentons quelques prédictions du modèle numérique pour différentes valeurs des paramètres aérothermiques de l'air de séchage.

Il est nécessaire de connaître les courbes d'équilibre et le coefficient d'échange massique interne relatif à un produit donné, afin de simuler numériquement son processus de séchage.

Nous avons déjà choisi l'équation (III.4), elle exprime la teneur en humidité absolue à l'équilibre de la figue en fonction de l'activité de l'eau. Il nous reste à déterminer le coefficient d'échange interne de masse, qui est un facteur propre au produit à sécher.

VI.2 DETERMINATION DU COEFFICIENT MOYEN DE TRANSFERT D'HUMIDITE INTERNE PROPRE A LA FIGUE.

VI.2.1 Description

Le coefficient du transfert de masse interne est difficile à déterminer, et il ne peut pas calculer théoriquement. Il dépend de la teneur en eau du produit (a base sèche), sa température et ses dimensions. Ce coefficient dépend fonctionnellement de la teneur en humidité X du produit et de sa température T_{pr} .

Pour déterminer h_{mi} , nous considérons une couche mince du produit disposée sur la première grille perforée de l'armoire de séchage traversée par de l'air en convection forcée. Nous avons élaboré un modèle de calcul mathématique, issu des deux équations régissant le processus de séchage :

- Equation de conservation de l'énergie dans le produit poreux (IV.5).
- Equation de la vitesse de séchage (IV.11).

Nous tenons compte du phénomène de rétrécissement du produit tout au long du processus de séchage, ainsi que la variation de ses propriétés physique et thermique en fonction de sa teneur en eau et de sa température. Couplé aux résultats expérimentaux de cinétique de séchage (cf. chapitre III.2.4), ce modèle nous permet de déterminer le coefficient moyen de transfert d'humidité interne h_{mi} .

La masse de produit frais est connue, ainsi que la surface d'échange entre les particules de produits et l'air tout au long du processus. Les conditions d'entrée de l'air sont connues et constantes.

En introduisant la courbe de la cinétique de séchage : $\frac{dX}{dt}$.

Le modèle quant à lui calcule : $h_{me}, P_{sat}(T_{pr}), P_V(T_{fs}), h_{vfpr}, L_V, S_{fpr}, \dots etc$

On peut donc en déduire h_{mi} .

Un organigramme simplifié, représenté dans la *Figure VI.1* indique les étapes de calcul, pour la détermination du coefficient moyen de transfert d'humidité interne.

Au début, on procède à l'initialisation des températures et des autres paramètres. Après, dans une boucle d'incrémentement du temps, on détermine dans l'ordre :

- La vitesse de séchage $\frac{dX}{dt}$;
- L'humidité absolue du produit X ;
- Les paramètres affectés par le phénomène de rétrécissement "shrinkage" ;
- Le coefficient global de transfert de masse h_m ;
- Le coefficient de transfert de masse externe h_{me} ;
- Le coefficient de transfert de masse interne propre au produit h_{mi} ;
- Le coefficient d'échange thermique air-produit h_{vfpr} ;
- Autres paramètres intervenant dans les équations du système ;
- La température du produit T_{pr} .

Tous les paramètres qui dépendent de la température de produit, dans le programme sont calculés en utilisant la température du pas de temps précédent. Le calcul sera répété jusqu'à atteindre l'état d'équilibre ($X = X_{eq}$).

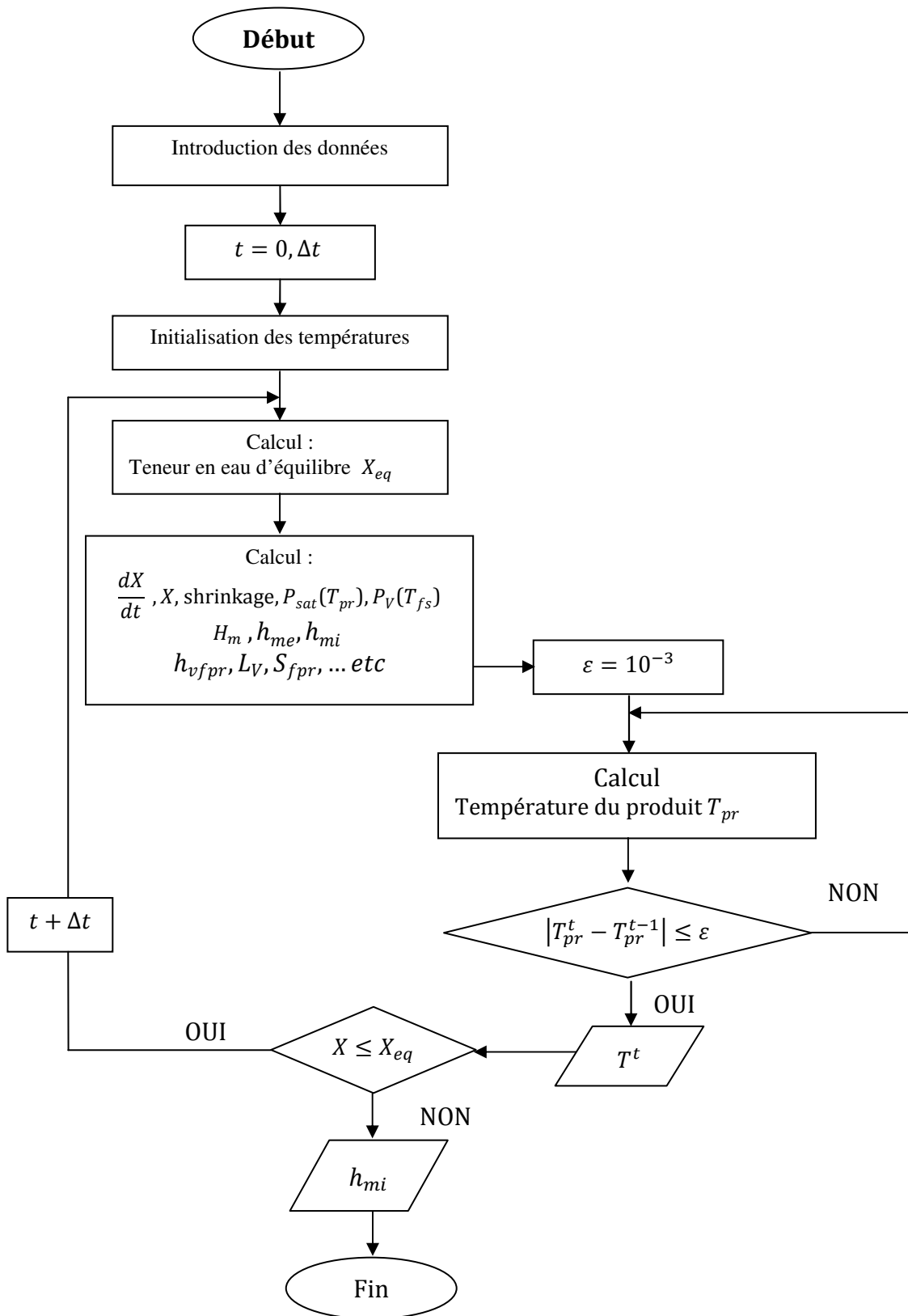


Figure VI.1 Algorithme de calcul du coefficient de transfert d'humidité interne h_{mi}

VI.2.2 Influence de la température, la vitesse d'air asséchant et l'épaisseur du lit sur le coefficient de transfert d'humidité interne h_{mi}

D'après les résultats calculés par le modèle théorique, on peut déterminer le coefficient de transfert d'humidité interne de la figure après l'étude de l'influence de quelques paramètres.

VI.2.2.1 L'influence de la Température d'air asséchant

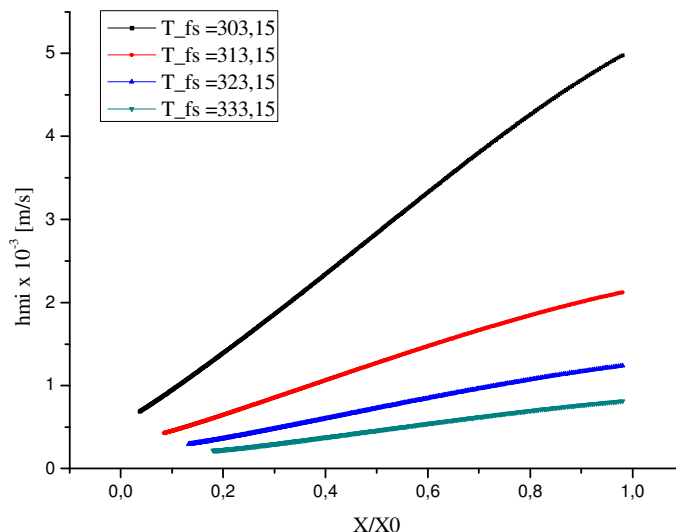


Figure VI.2 Variation de coefficient de transfert d'humidité interne en fonction de l'humidité du produit pour diverse températures de l'air asséchant avec $Q_m = 80 \text{ kg/m}^3$

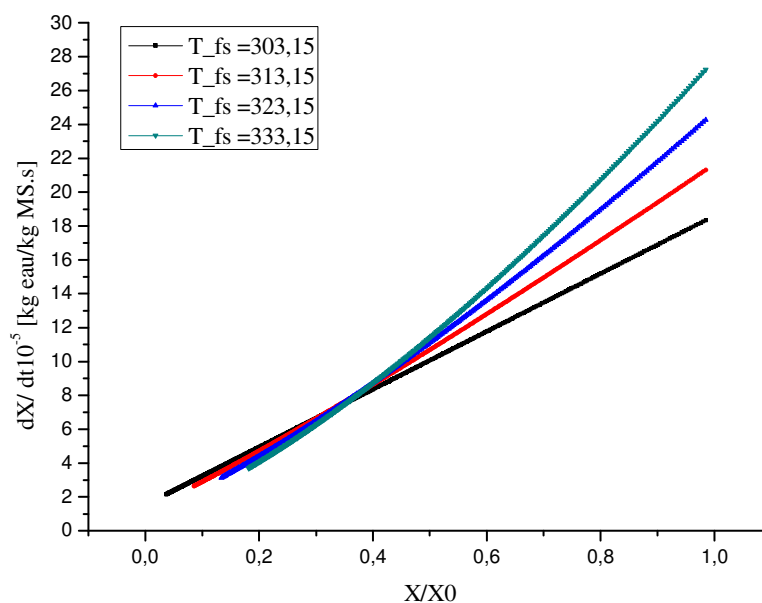


Figure VI.3 Variation de la vitesse de séchage en fonction de l'humidité du produit pour diverse températures de l'air asséchant avec $Q_m = 80 \text{ kg/m}^3$

Dans la *figure VI.2*, un débit d'air constant $Q_m = 80 \text{ kg/h}$, l'influence de la température d'air asséchant sur le coefficient de transfert d'humidité interne h_{mi} est étudiée. On constate qu'une augmentation de la température d'air asséchant provoque une diminution importante de coefficient de transfert interne d'humidité h_{mi} , une augmentation de la température de $T_{fs} = 30^\circ\text{C}$ à $T_{fs} = 60^\circ\text{C}$, la valeur du coefficient diminue de $h_{mi} = 5$ à $0,8 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$. En général, on peut distinguer deux phases : une première où le coefficient h_{mi} est pratiquement constant jusqu'à un point critique ($\frac{X}{X_0} \sim 0,55$) où il commence dans la deuxième phase à décroître quasi linéairement. On peut supposer que dans cette deuxième phase les pores se rétractent progressivement avec l'évacuation de l'eau, diminuant par ce fait le coefficient h_{mi} . On note aussi que ce coefficient est plus faible pour une vitesse de séchage ($-\frac{dX}{dt}$) élevée pour le même débit d'air asséchant (*Figure VI.3*).

VI.2.2.2 L'influence de la vitesse d'air asséchant

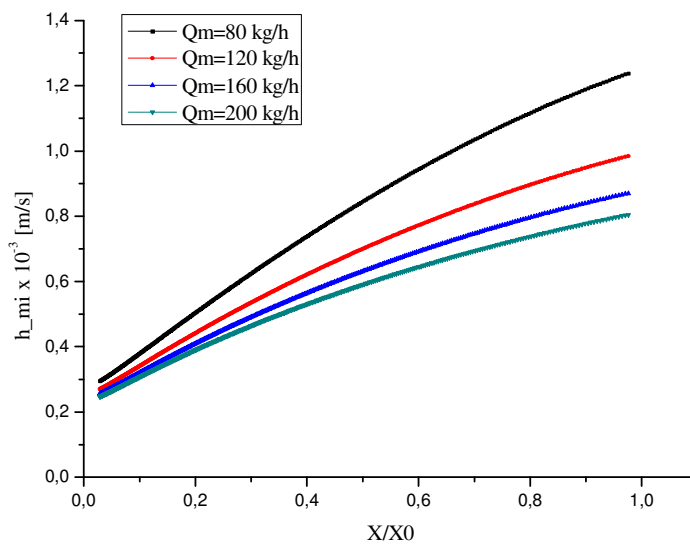


Figure VI.4 Variation de coefficient de transfert d'humidité interne en fonction de l'humidité du produit pour divers débits d'air asséchant avec $T_{fs} = 50^\circ\text{C}$

Pour une température d'air asséchant $T_{fs} = 50^\circ\text{C}$, nous avons étudié l'influence du débit d'air asséchant Q_m sur le coefficient de transfert d'humidité interne h_{mi} (*Figure VI.4*). Nous constatons qu'une augmentation du débit d'air asséchant influence légèrement le coefficient de transfert d'humidité interne de $h_{mi} = 1,2$ à $0,8 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$. Ces valeurs montrent que l'influence du débit est plus faible que celle de la température $h_{mi} = 5$ à $0,8 \cdot 10^{-3} \text{ m/s}$.

VI.2.2.3 L'influence de l'épaisseur de lit de la figue

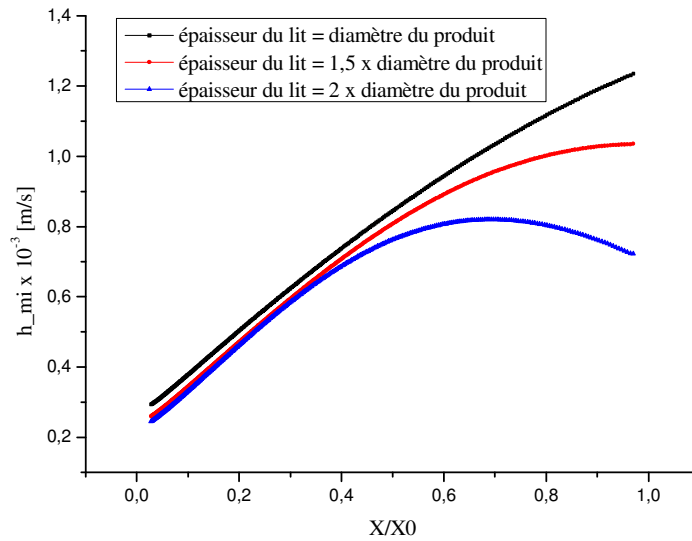


Figure VI.5 Variation de coefficient de transfert d'humidité interne en fonction de l'humidité du produit pour divers débits d'air asséchant pour $T_{fs} = 50^{\circ}C$, $Q_m = 80 \text{ kg/h}$

On remarque dans cette figure que l'influence de l'épaisseur se voit clairement uniquement au début de séchage puis il commence à se dégrader jusqu' à une valeur constante.

Dans cette présentation, Les résultats reportés sur les figures VI.2, VI.4, VI.5 montrent clairement que la température de séchage influe beaucoup sur le coefficient de transfert d'humidité interne de la figue, puisque ce coefficient est un facteur propre au produit à sécher est difficile à déterminer, il ne peut pas se calculer théoriquement, nous avons élaboré une équation qui représente ce coefficient sous une forme mathématique exploitable dans le code de calcul.

Le coefficient du transfert de masse interne de la figue dépend principalement de la teneur en eau d'humidité du produit, nous proposons de l'approcher par un polynôme de quatrième degré de la forme suivant :

$$h_{mi} = a_0 + a_1 \left(\frac{X}{X_0}\right) + a_2 \left(\frac{X}{X_0}\right)^2 + a_3 \left(\frac{X}{X_0}\right)^3 + a_4 \left(\frac{X}{X_0}\right)^4$$

Le polynôme passe par l'origine car nous supposons que le coefficient de transfert d'humidité interne s'annule en fin de séchage, si le produit est complètement anhydre.

Sachant que le coefficient dépend de la température de produit, nous déterminons les paramètres du polynôme en fonction de la température de séchage $a_0 = f(T_{fs})$. En admettant que le produit est homogène et isotrope, on peut donc toujours écrire :

$$h_{mi} = f\left(\frac{X}{X_0}, T_{pr}\right)$$

$$h_{mi} = a_0(T_{pr}) + a_1(T_{pr}) \left(\frac{X}{X_0}\right) + a_2(T_{pr}) \left(\frac{X}{X_0}\right)^2 + a_3(T_{pr}) \left(\frac{X}{X_0}\right)^3 + a_4(T_{pr}) \left(\frac{X}{X_0}\right)^4$$

Nous constatons que ces paramètres sont, en valeur absolue, des fonctions monotones décroissantes de la température de l'air asséchant, on peut les exprimer par des fonctions exponentielles sous la forme suivante :

$$a_i(T_{pr}) = a_{i0} + A \cdot \exp(R_0 \cdot T_{pr}) \quad \text{pour } i = 0 \dots 4$$

La régression non linéaire indirecte à été employée pour évaluer les paramètres du polynôme (Tableau VI.1) avec le procédé de Levenberg-Marquardt en utilisant le programme OriginPro 8. La qualité de l'ajustement a été déterminée en utilisant les paramètres statistiques, (r , χ^2). La représentation graphique de cette équation élaborée est montrée en *figure VI.6a et VI.6b*.

Tableau VI.1 :

	a_{i0}	A	R_0	r	χ^2
$a_0(T_{pr})$	0,10952	1,21543E12	-0,09458	0,99998	3,15319E-6
$a_1(T_{pr})$	-0,08255	4,25374E11	-0,08371	0,99986	0,00235
$a_2(T_{pr})$	1,33645	1,11278E27	-0,20926	0,91321	0,01355
$a_3(T_{pr})$	-1,39537	3,91668E21	-0,16463	0,97491	0,0235
$a_4(T_{pr})$	0,37269	-7,7945E30	-0,23478	0,99965	4,49506E-4

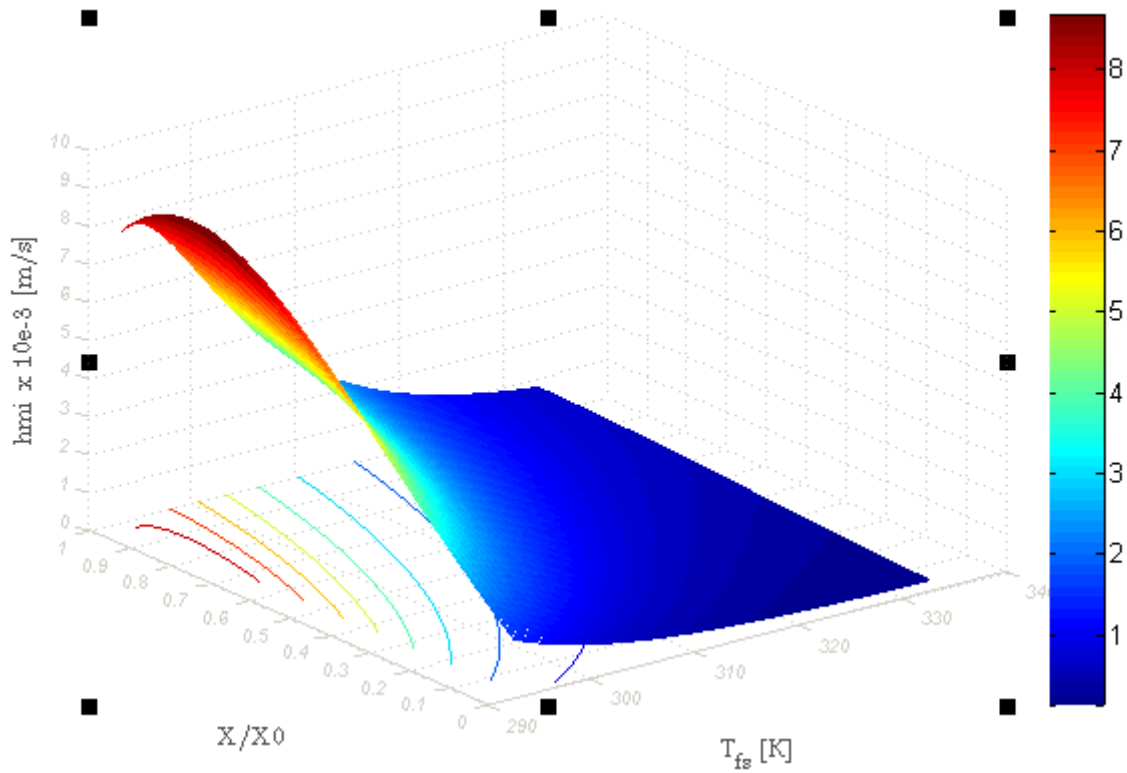


Figure VI.6a. Variation de coefficient de transfert d'humidité interne en fonction de l'humidité du produit et de température d'air asséchant, $Q_m = 80 \text{ kg/h}$

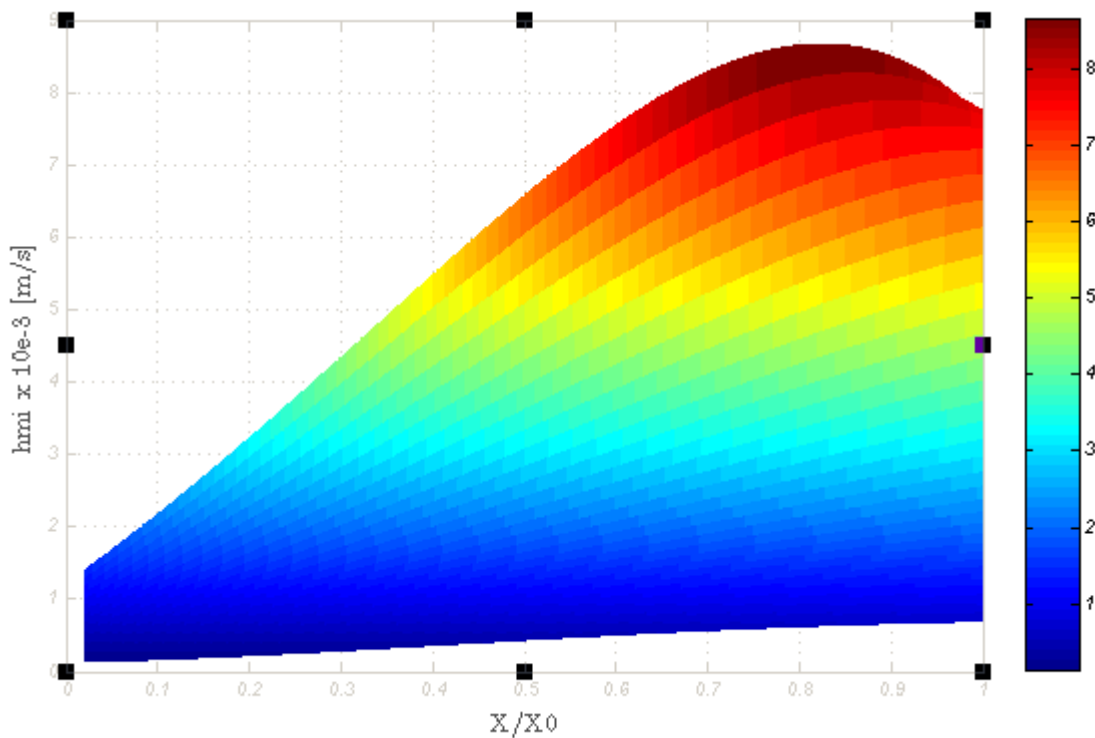


Figure VI.6b. Variation de coefficient de transfert d'humidité interne en fonction de l'humidité du produit et de température d'air asséchant, $Q_m = 80 \text{ kg/h}$, vue (azimut=90°, élévation=0°)

VI.3 PERFORMANCE DU CAPTEUR SOLAIRE PLAN A AIR

Des données météorologiques de la région de Tlemcen sont introduites dans les corrélations donnant les flux solaires, direct et diffus, l'humidité relative, la température ambiante et la vitesse du vent pour le 11 juin, journée type de mois du juin (mois représentatif de la saison estivale) et on suppose qu'elle se répète le lendemain (*cf. partie VI.4*). Dans le but de trouver un scénario de fonctionnement optimum, on s'est contenté d'analyser le comportement thermique de l'insolateur en tant que générateur d'air chaud. Nous avons établi au chapitre II, un programme de calcul qui permet la détermination des performances instantanées du capteur plans à air muni d'ailettes dans la veine d'air mobile. En procédant à une étude paramétrique des propriétés de l'air à l'entrée de l'insolateur (débit et température), on cherche quel est l'effet sur ses performances (rendement et température à la sortie) et nous tiendrons compte de ces paramètres lors du couplage séchoir-capteur. La sensibilité de ce paramètre a été simulée pour des éclaircissements variables le long de la journée (*Figures VI.7 et VI.8*).

Pour des temps fixes $t = 10h : 00$, $t = 12h : 00$ et $t = 14h : 00$ correspondent à des intensités du rayonnement reçus par le capteur $\Phi_g = 1607, 1684$ et $1220 W$ respectivement, on présente les variations du rendement et de la température en fonction du débit d'air (*Figures VI.9 et VI.10*). On remarque que le rendement croît avec le débit et tend vers une valeur maximale inversement proportionnelle à la température.

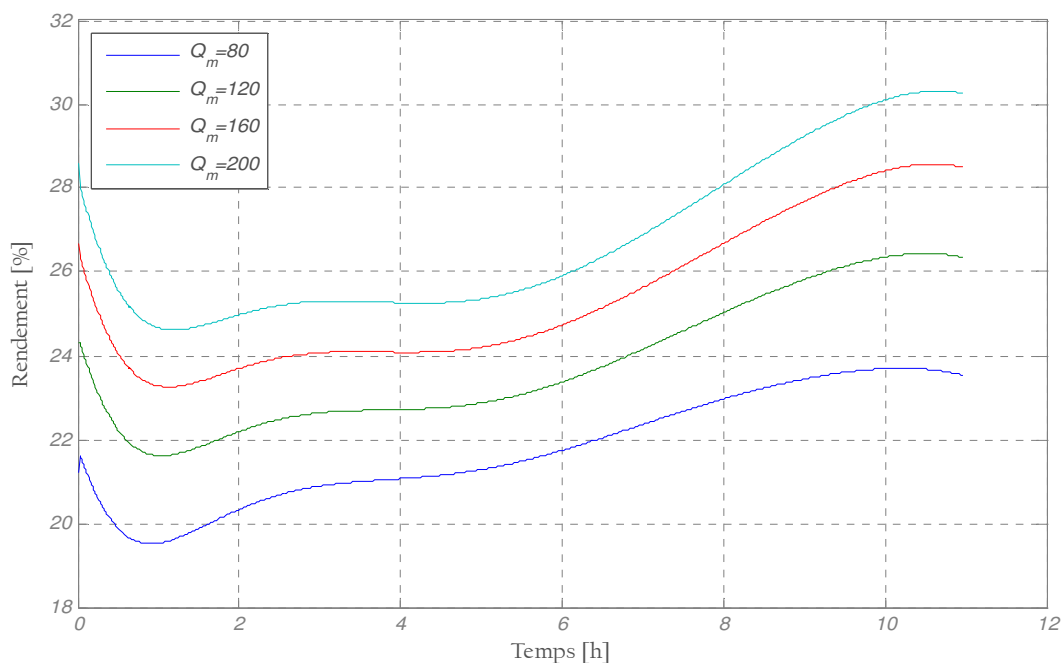


Figure VI.7 Variation du rendement thermique en fonction du temps

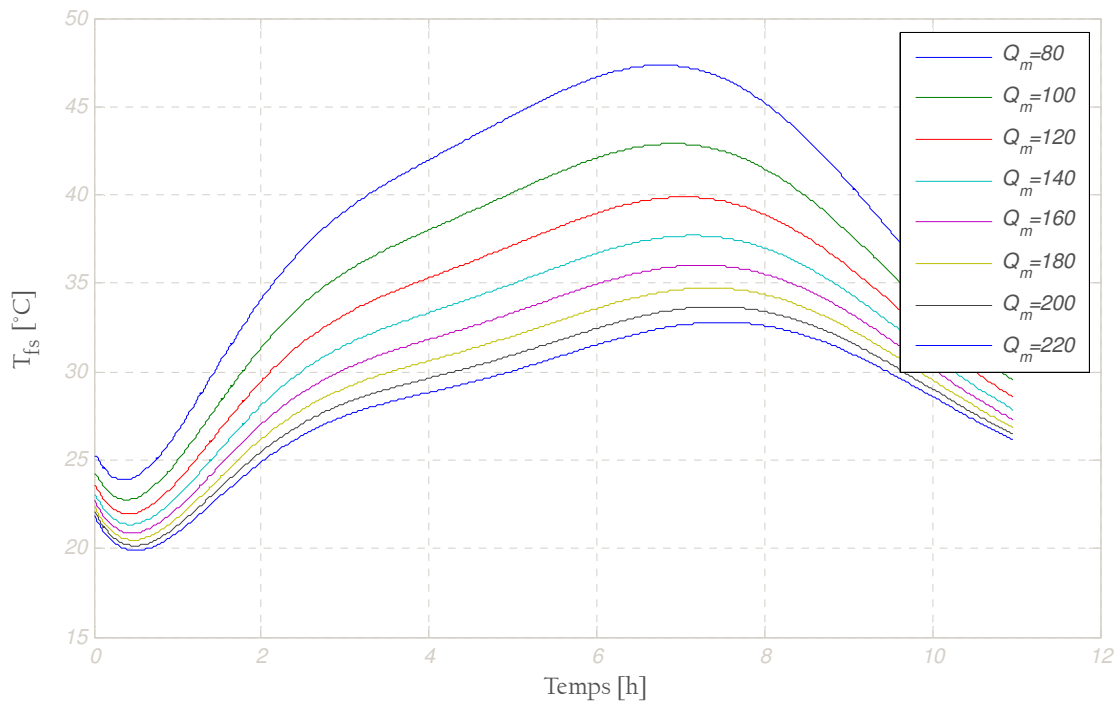


Figure VI.8 Profils des Températures de l'air à la sortie du capteur solaire

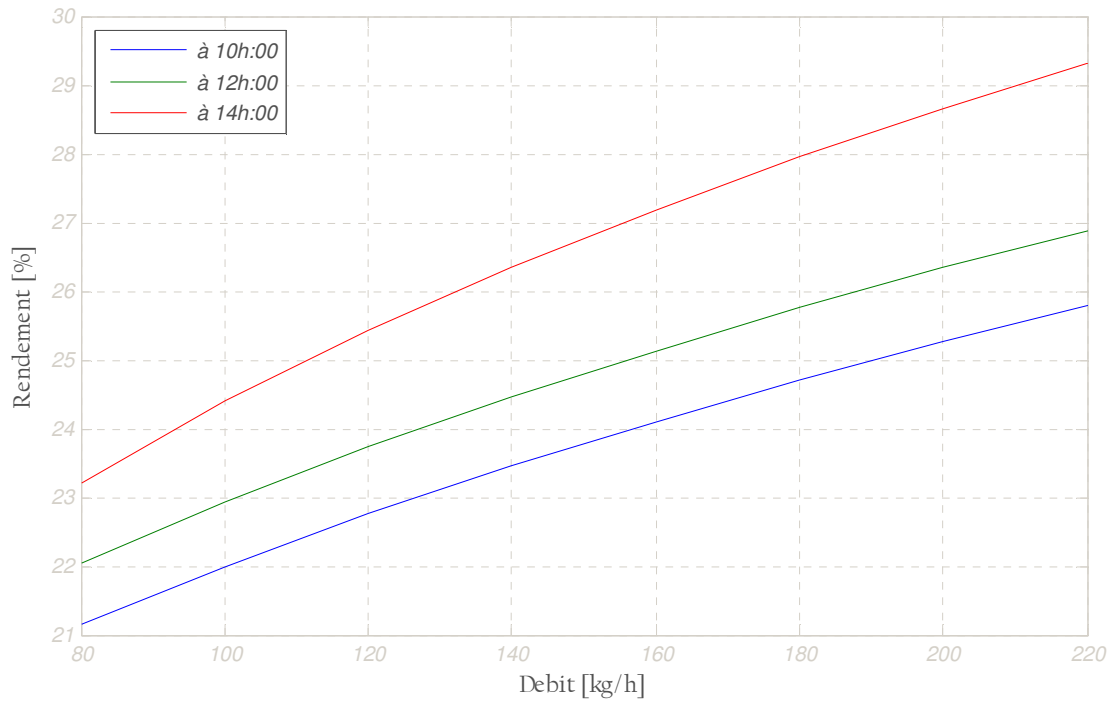


Figure VI.9 Variation du rendement thermique avec le débit $Q_m = 100$ kg/h

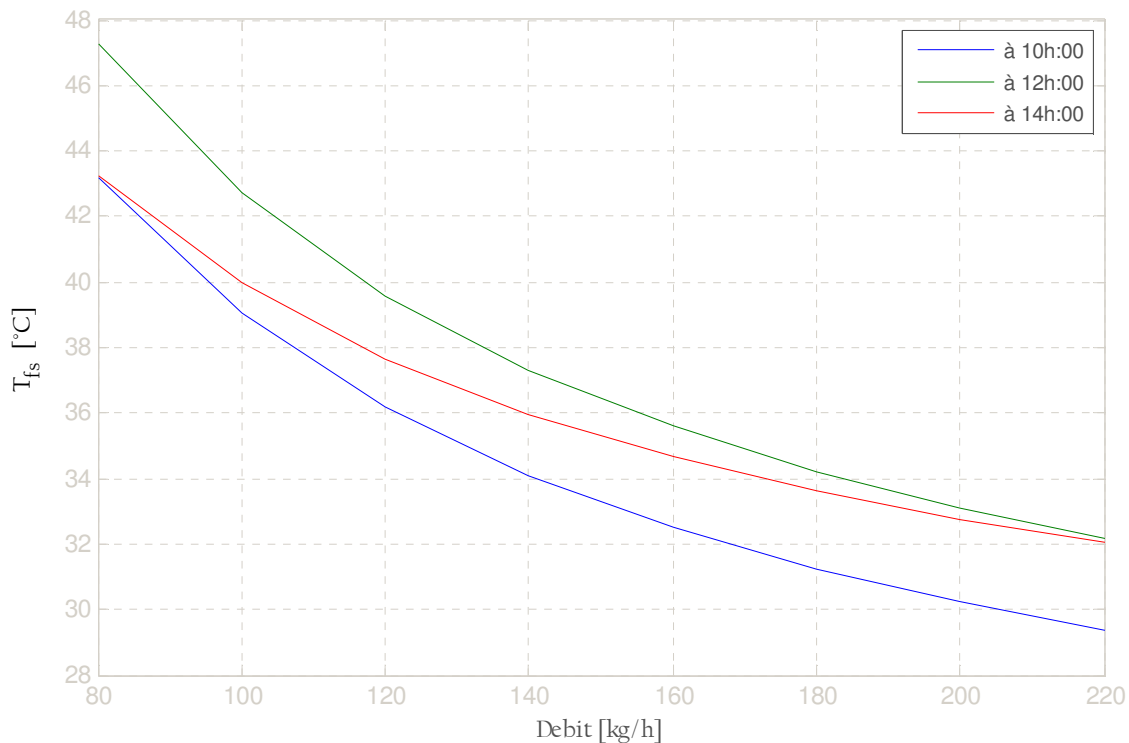


Figure VI.10 Variations des températures du fluide à la sortie du capteur avec le débit $Q_m = 100 \text{ kg/h}$

VI.4 PERFORMANCE DE L'UNITE DE SECHAGE

VI.4.1 Cinétique de séchage

On entend par courbes de séchage soit les courbes représentant les variations de la teneur en eau X en fonction du temps t (Figure VI.11), soit celles donnant la vitesse de séchage en fonction du temps t (Figure VI.12a) ou de la teneur en eau réduite (Figure VI.12b). On considère une quantité de figue égale à 10 kg par claie. Cette quantité est disposée en lits de sphère (forme de la figue) de diamètre $\phi_{pr} = 42 \text{ mm}$ répartie à parts égales dans les trois claies. Pour une température ambiante et une humidité relative de l'air égale à 22,4 °C et 61% respectivement (moyenne mensuelle pour le mois de juin).

On fixe une température de séchage à l'entrée de l'armoire égale à 50°C et un débit d'air massique égale à 100 kg/h.

Ce sont ces courbes qui contiennent le plus d'informations. Il faut noter que la teneur en eau finale d'un produit est caractéristique de ce dernier. Il s'agit d'une valeur optimale pour laquelle le produit ne se détériore pas et garde ses qualités nutritionnelles (forme, texture, odeur, huiles essentielles). Nous avons déterminé cette valeur à partir des isothermes de sorption (cf. chapitre III.2.2).

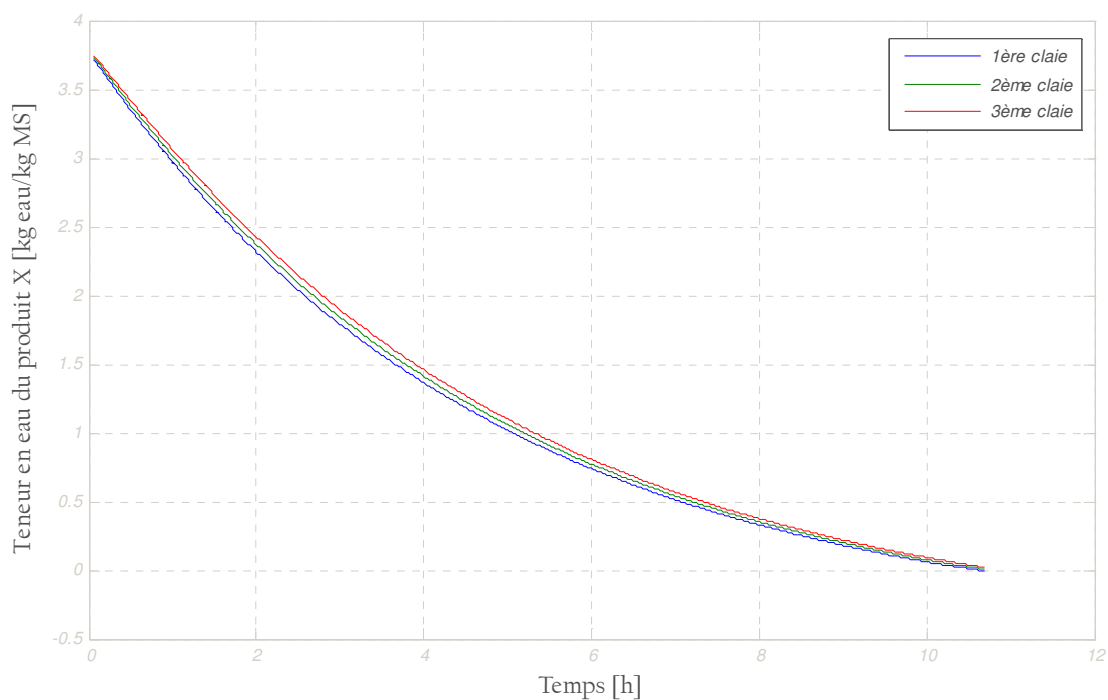


Figure VI.11 Cinétique de séchage de la figue ($T_{fs} = 50^{\circ}\text{C}$, $Q_m = 100 \text{ kg/m}^3$)

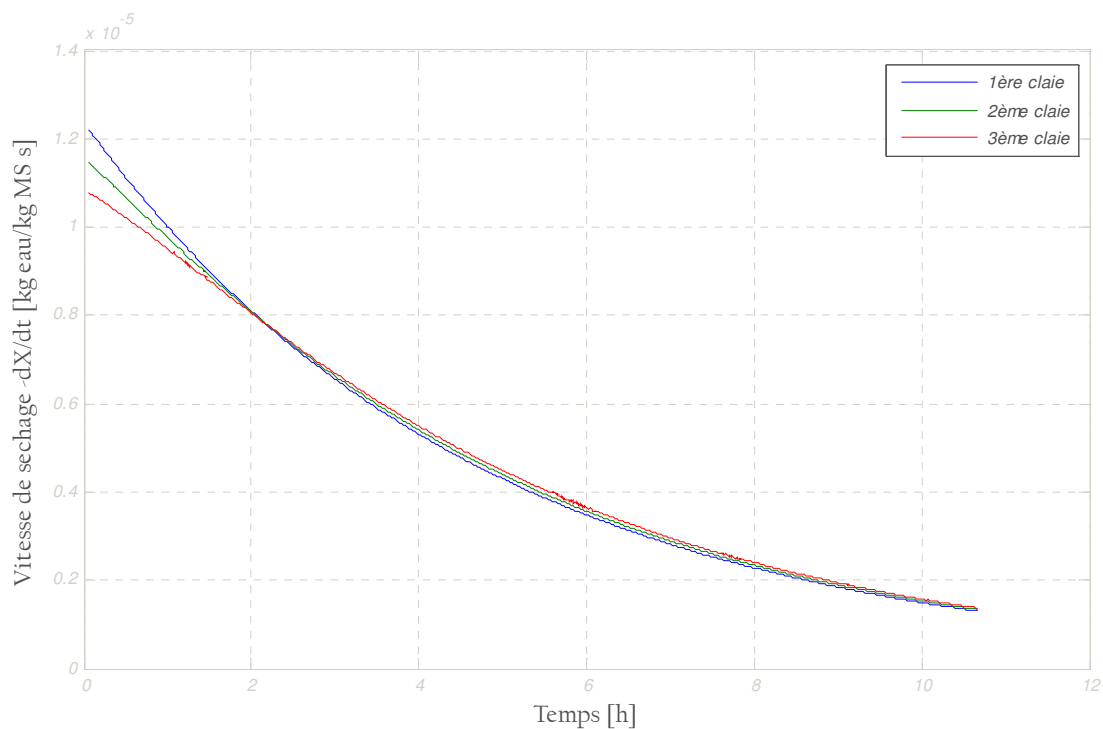


Figure VI.12a Variation de la vitesse de séchage en fonction du temps

($T_{fs} = 50^{\circ}\text{C}$, $Q_m = 100 \text{ kg/m}^3$)

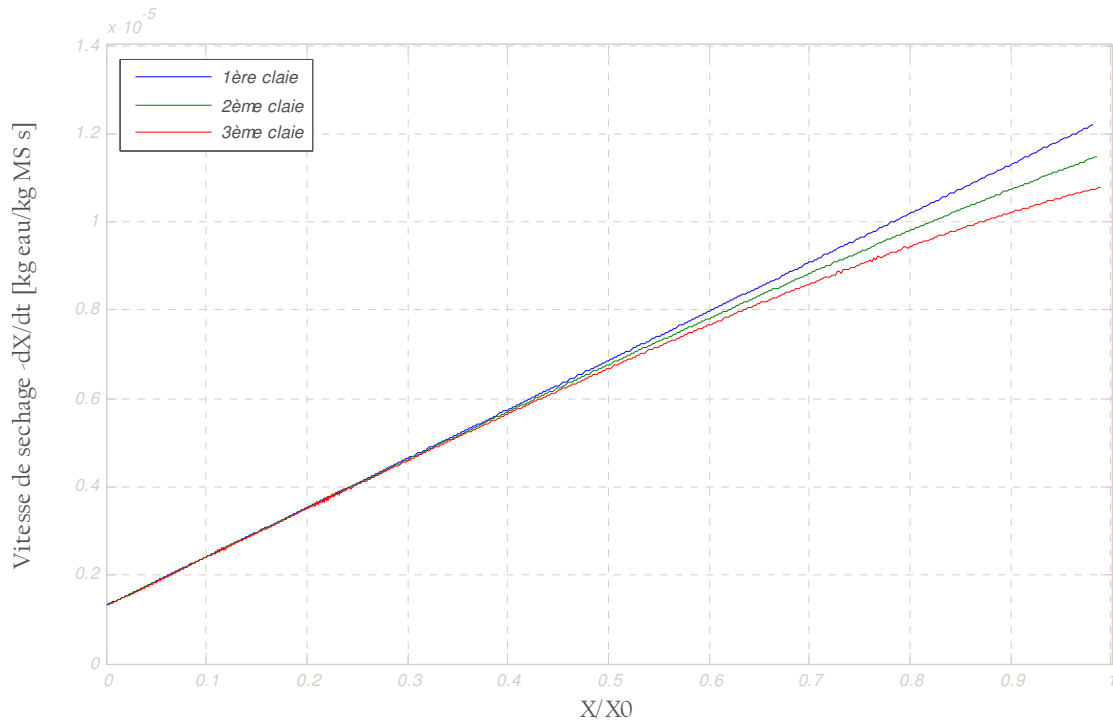
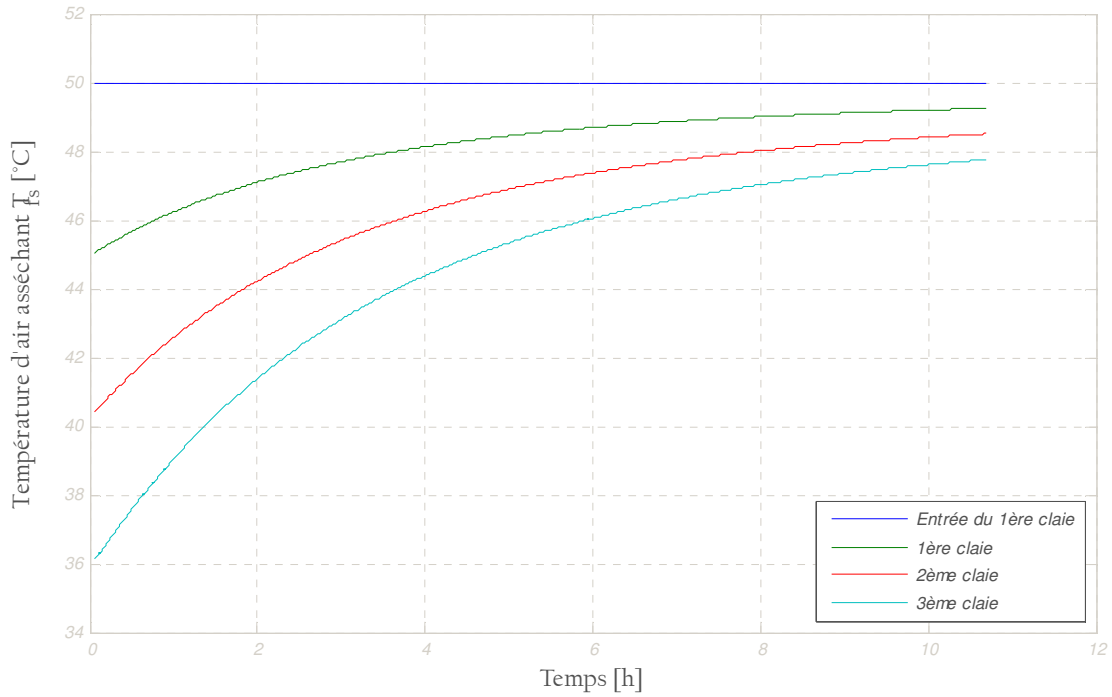


Figure VI.12b Variation de la vitesse de séchage en fonction de la teneur en eau réduite
 $(T_{fs} = 50^{\circ}\text{C}, Q_m = 100 \text{ kg/m}^3)$

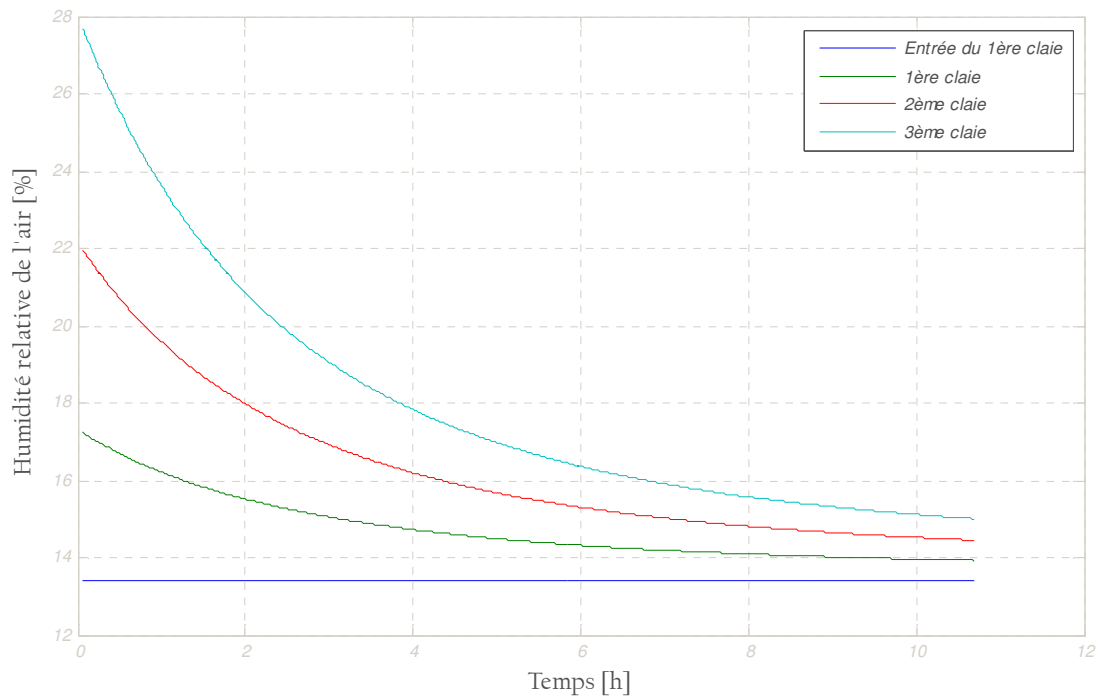
VI.4.2 Hygrométrie de l'air asséchant

Le temps de séchage du produit est, comme on peut s'y attendre un peu élevé lorsque on passe de la première à la troisième claie, car l'acheminement de l'air dans l'armoire se fait de bas en haut ; en passant d'une claie inférieure à une claie supérieure, la température de l'air basse (Figure VI.13.1) et son taux hygrométrique augmente ainsi que son teneur en eau dans l'air (Figure VI.13.2 et VI.13.3). Ce qui engendre un croisement de la pression de vapeur d'eau dans l'air et une diminution du potentiel d'échange qui est défini par la différence entre la pression de vapeur à la surface du produit et la pression de vapeur d'eau dans l'air. A l'équilibre, les courbes des températures de l'air, l'humidité relative et teneur en eau de l'air ainsi que celle du produit tendent vers des valeurs constantes (Figures VI.13.1, VI.13.2, VI.13.3 et VI.13.4). On constate un parfait accord avec les résultats obtenues par [R. khama et A.Belhamri, 2009] pour la figue et [Youcef-ali, 2001] pour la pomme de terre.

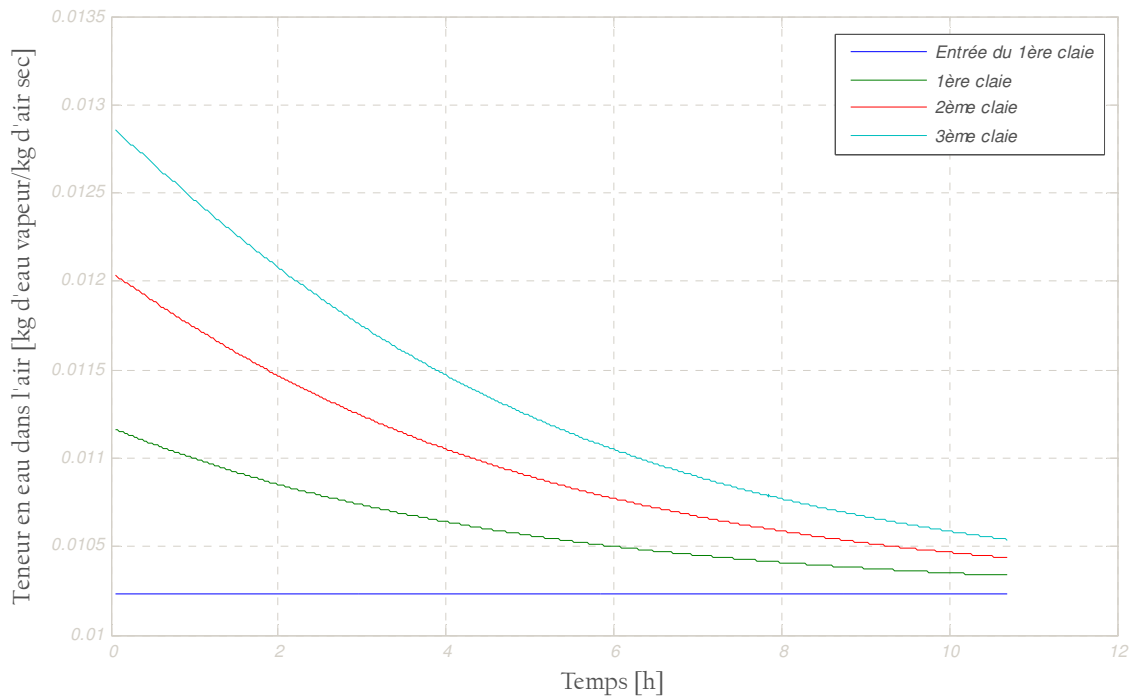
VI.4.2.1 Température de l'air



VI.4.2.2 Humidité relative de l'air



VI.4.2.3 Teneur en eau de l'air



VI.4.2.4 Température du produit

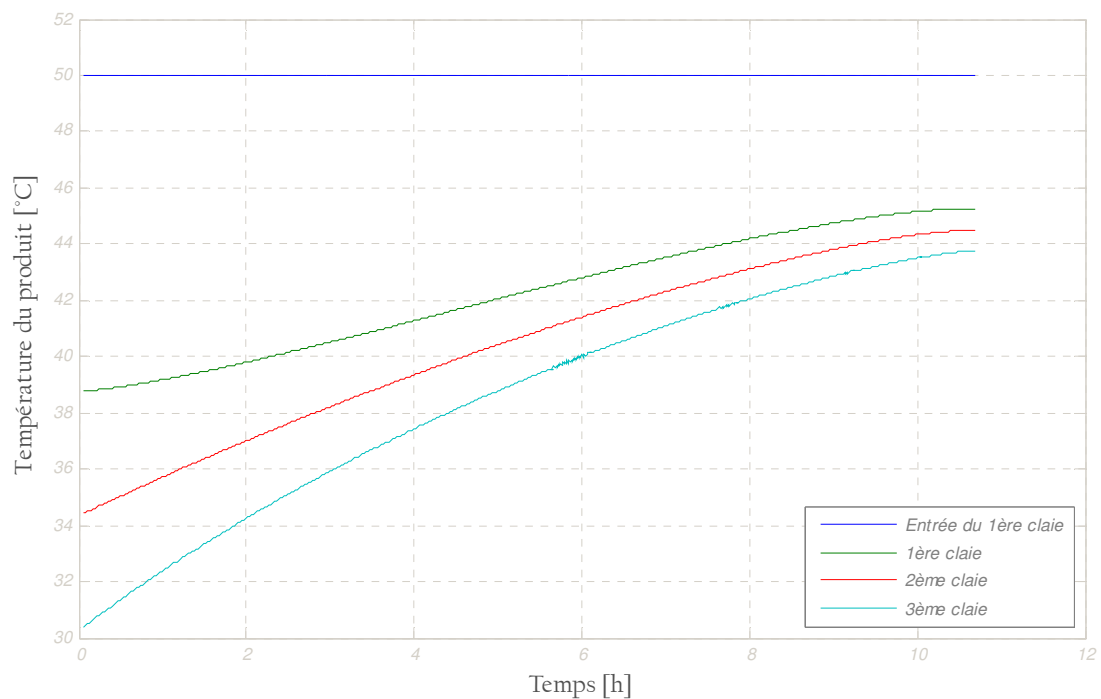


Figure VI.13.(1,2,3,4) Profils des caractéristiques de l'air et de la température du produit dans le séchoir ($T_{fs} = 50^{\circ}\text{C}$, $Q_m = 100 \text{ kg/m}^3$)

VI.4.3 Paramètres affectés par le phénomène de rétrécissement du produit en cours de séchage

Durant le processus de séchage du produit, simultanément des modifications physiques et structurelles ont lieu au sein de ce produit (*cf. chapitre III.3.1*). Plusieurs paramètres changent d'une manière considérable et sont les suivants:

VI.4.3.1 La porosité apparente du lit

La porosité apparente du lit de particule, diminue légèrement d'une claie supérieure à une claie inférieure (*Figure VI.14*). Pour la première claie, la porosité passe de la valeur de 0.48 à 0.86, correspondante à une augmentation relative de 79%.

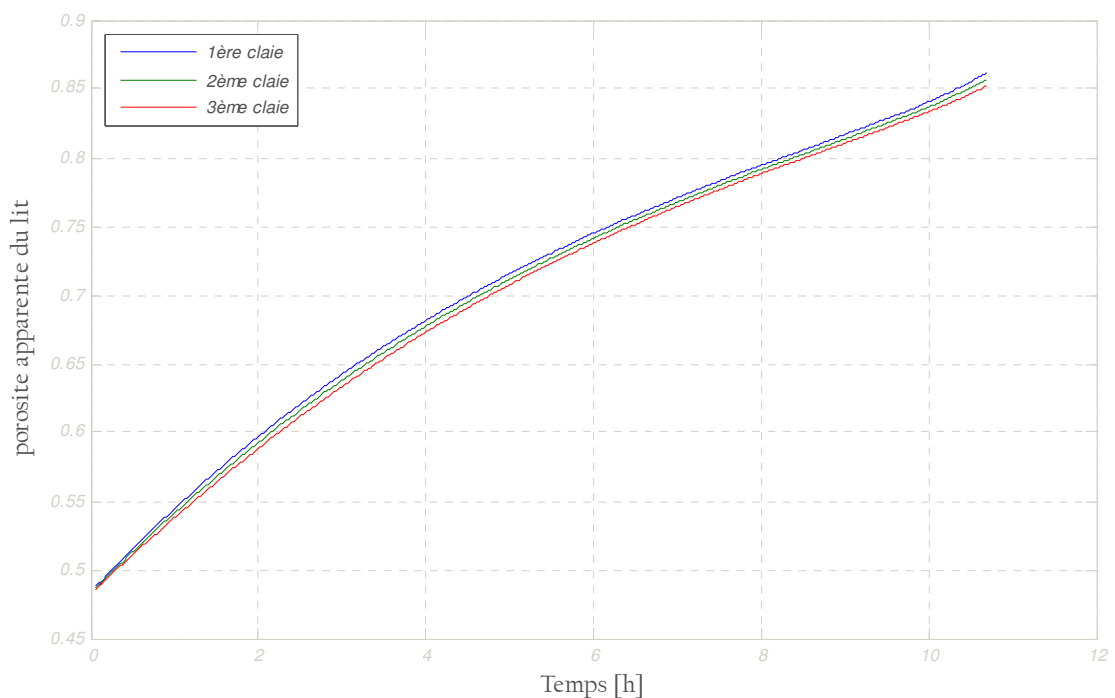


Figure VI.14 Evolution de la porosité apparente du lit pour les trois claies du séchoir
($T_{fs} = 50^{\circ}\text{C}$, $Q_m = 100 \text{ kg/m}^3$)

VI.4.3.2 Vitesse moyenne de l'air dans le lit

On constate un parfait accord avec la théorie, en effet l'évolution de la vitesse moyenne de l'air dans le lit de particule est inversement proportionnelle à la porosité apparente du lit (*Figure VI.15*). Pour la première claie la vitesse moyenne de l'air dans le lit passe de la valeur de 0.1261 à 0.0679 m/s pour une vitesse débitante de 0.0585 m/s, correspondante à une diminution relative de 46%. La vitesse moyenne de l'air dans les lits est presque constante dans les trois claies après une heure de séchage.

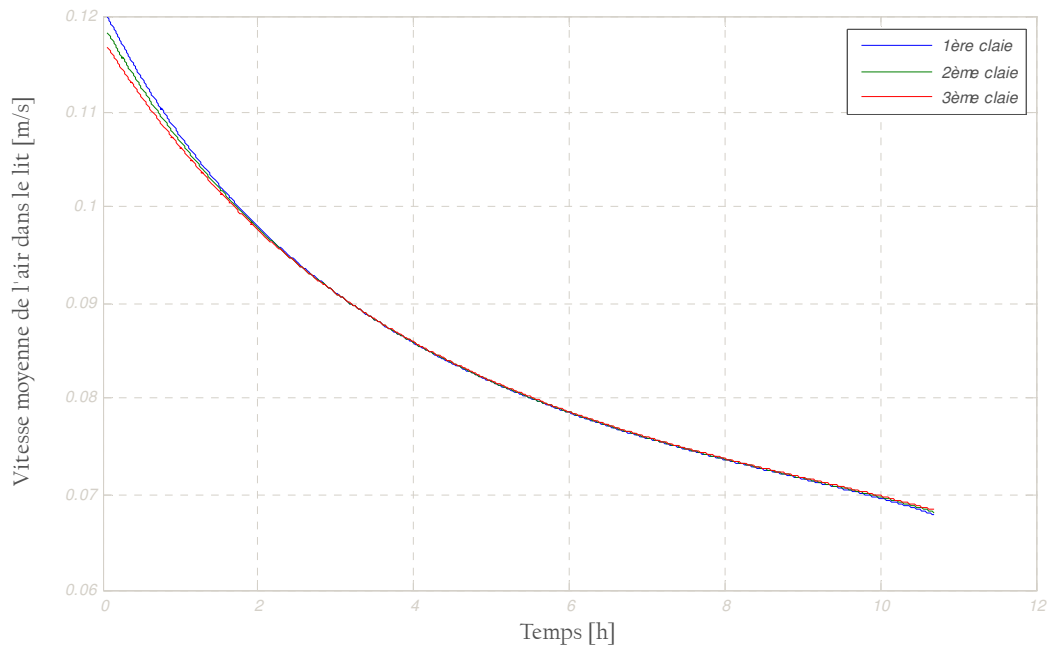


Figure VI.15 Evolution de la vitesse moyenne de l'air dans le lit pour les trois claies du séchoir ($T_{fs} = 50^{\circ}\text{C}$, $Q_m = 100 \text{ kg/m}^3$)

VI.4.3.3 Diamètre du produit (épaisseur du lit)

La variation du diamètre est exactement inversement proportionnelle à la porosité apparente du lit même d'une claie à autre (Figure VI.16). Pour la première claie le diamètre du produit passe de la valeur de 0.0206 à 0.0107 m, correspondant à une diminution relative de 48 %.

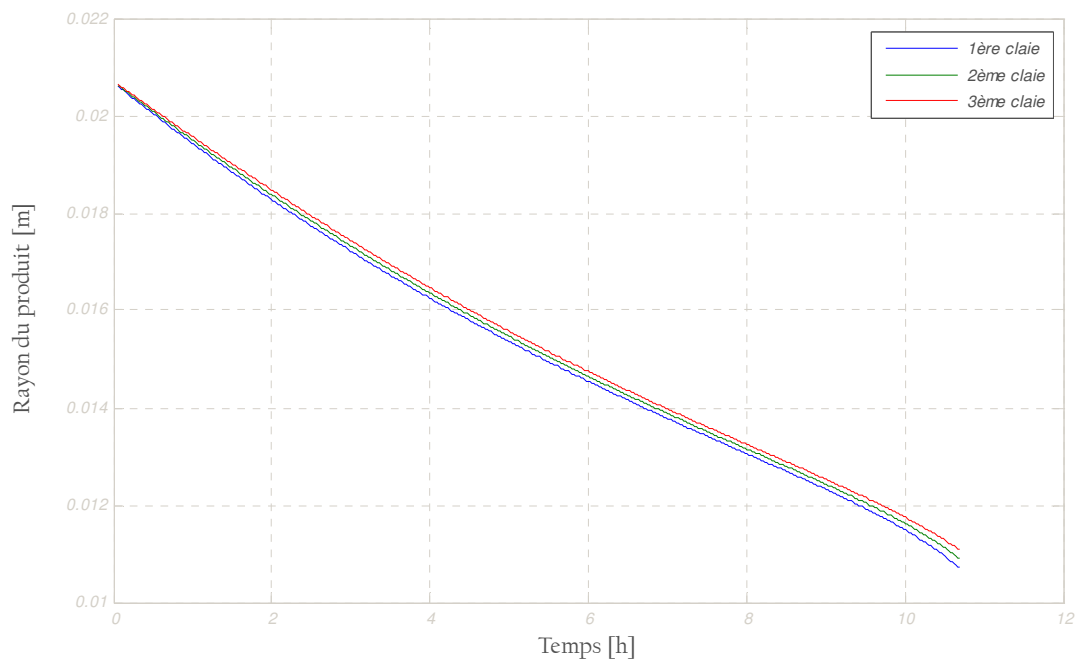


Figure VI.16 Evolution de diamètre du produit pour les trois claies du séchoir ($T_{fs} = 50^{\circ}\text{C}$, $Q_m = 100 \text{ kg/m}^3$)

VI.4.3.4 Surface d'échange air-produit dans un lit

Pour la surface d'échange air- produit (*Figure VI.17*), elle a la même allure que le rayon. Pour la première claie la surface d'échange air- produit passe de la valeur de 1.345 à 0.363 m², correspondant à une diminution relative de 75 %.

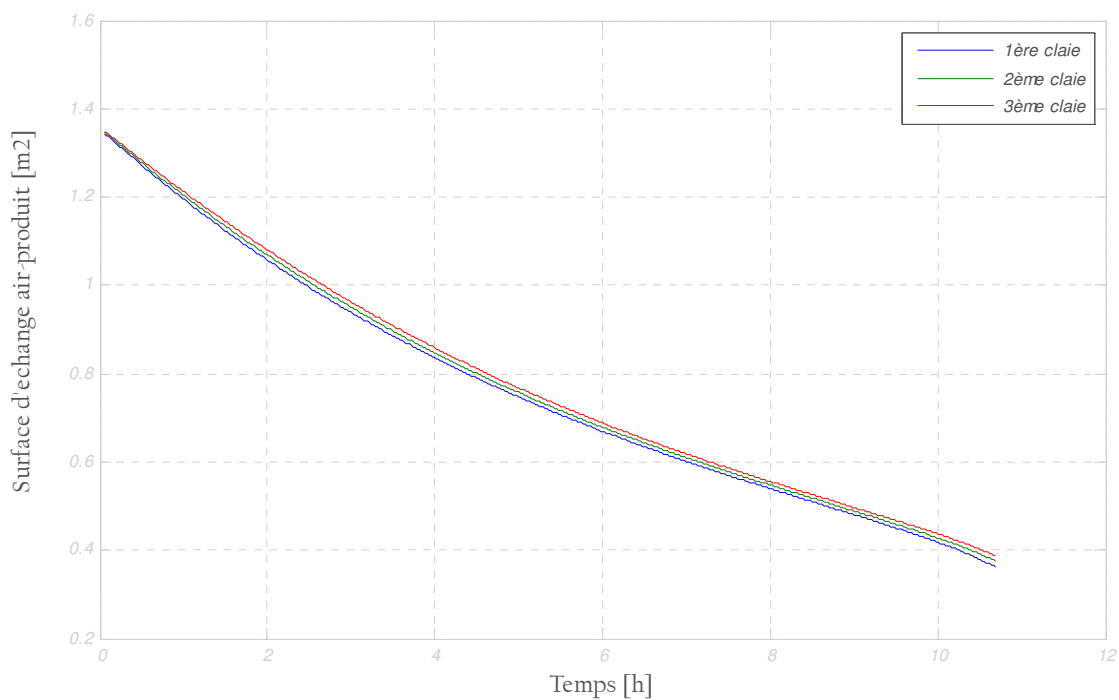


Figure VI.17 Evolution de diamètre du produit pour les trois claies du séchoir
($T_{fs} = 50^{\circ}\text{C}$, $Q_m = 100 \text{ kg/m}^3$)

VI.5 PERFORMANCE DE LA CHAINE ENERGETIQUE CAPTEUR-SECHOIR

VI.5.1 Ensoleillement naturel

Reprenons la même masse de la figue, nous alimentons maintenant l’armoire de séchage par l’air sortant d’un capteur solaire muni d’ailettes (cf. partie II.3).Ce dispositif supposé situé à Tlemcen, les données météorologiques de la région de Tlemcen nécessaires pour le calcul sont prises de la référence [Capderou, 1985]. On choisit une journée type de mois du juin (mois représentatif de la saison estivale) et on suppose qu’elle se répète le lendemain. L’inclinaison de la couverture transparente de l’insolateur est fixée de telle sorte à minimiser l’effet de miroir (c’est à dire l’angle d’incidence du rayonnement solaire sur le vitrage doit être plus proche à la normale de la vitre), ceci peut être obtenir avec une inclinaison très proche à la latitude du lieu considéré pour une énergie totale maximale reçue pendant l’année qui est donnée comme suite [Dessus et Dharabod. ,1996]:

$$\beta = L + \delta/2 \tag{3.1}$$

Pour la région de Tlemcen $\beta = 35.46 + \frac{23.45}{2} = 47.18^\circ$.

On prend un angle d’inclinaison $\beta = 45^\circ$ en plus, le capteur solaire tourne au tour d’un axe vertical de façon à suivre le soleil pour minimiser l’effet de miroir au maximum. Les Figures (VI. 18,VI. 19) représentent respectivement les profils de l’intensité du rayonnement reçu sur le plan horizontal [Capderou, 1985] et du rayonnement reçu par le capteur plan à air.

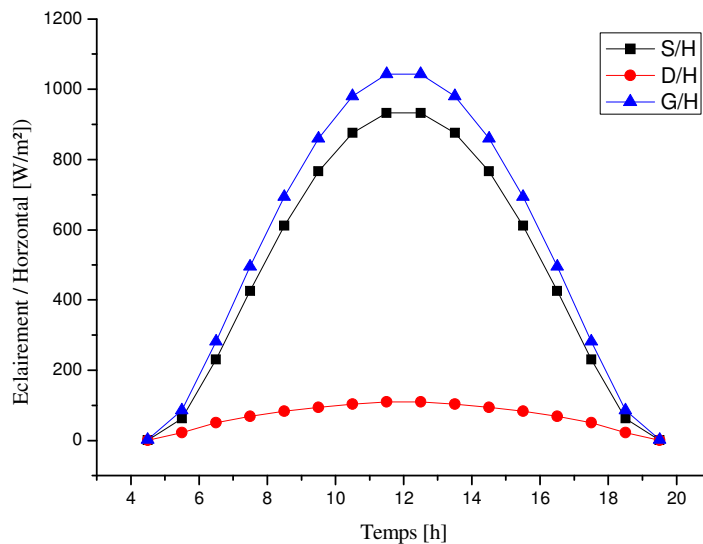
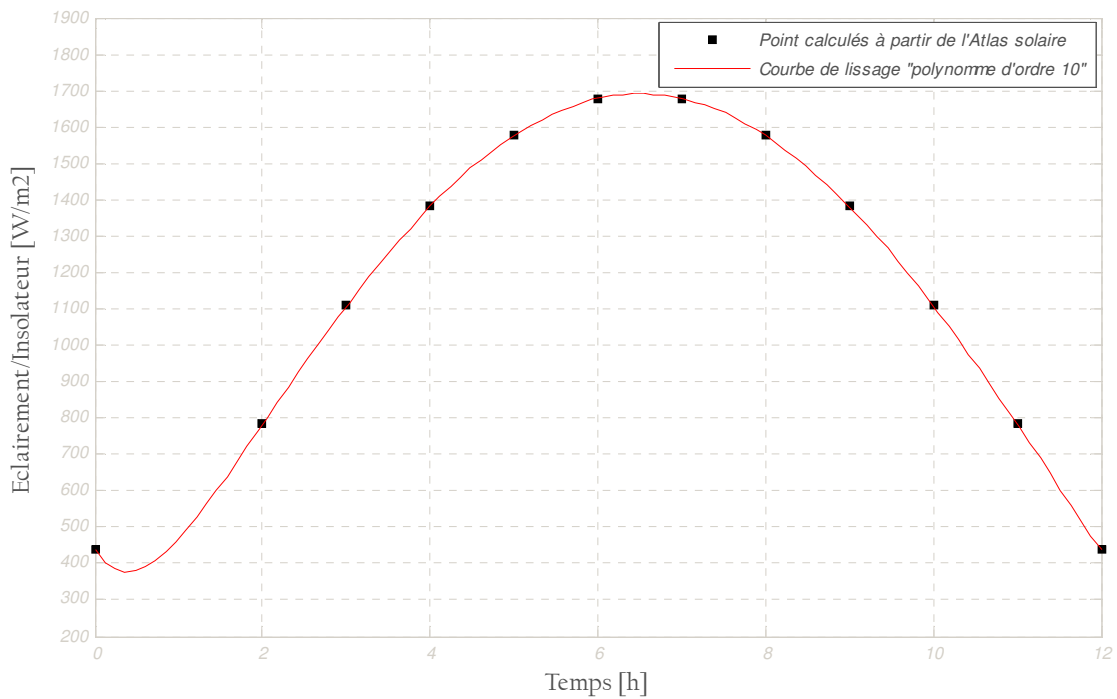


Figure VI.18 : l’éclairement direct, diffuse, global, incidente sur le plan horizontal par jour clair à Tlemcen.

VI.4.1.1. Intensité du rayonnement reçu par le capteur plan à air

➤ A). Cas d'une journée de séchage



➤ B). Cas de deux journées de séchage

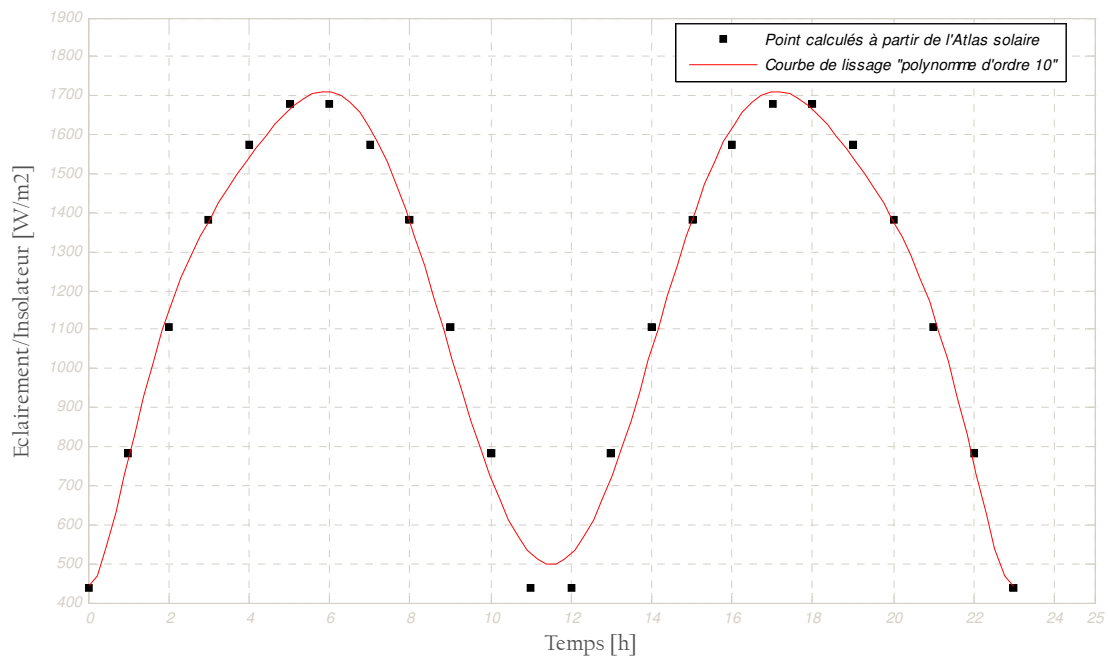
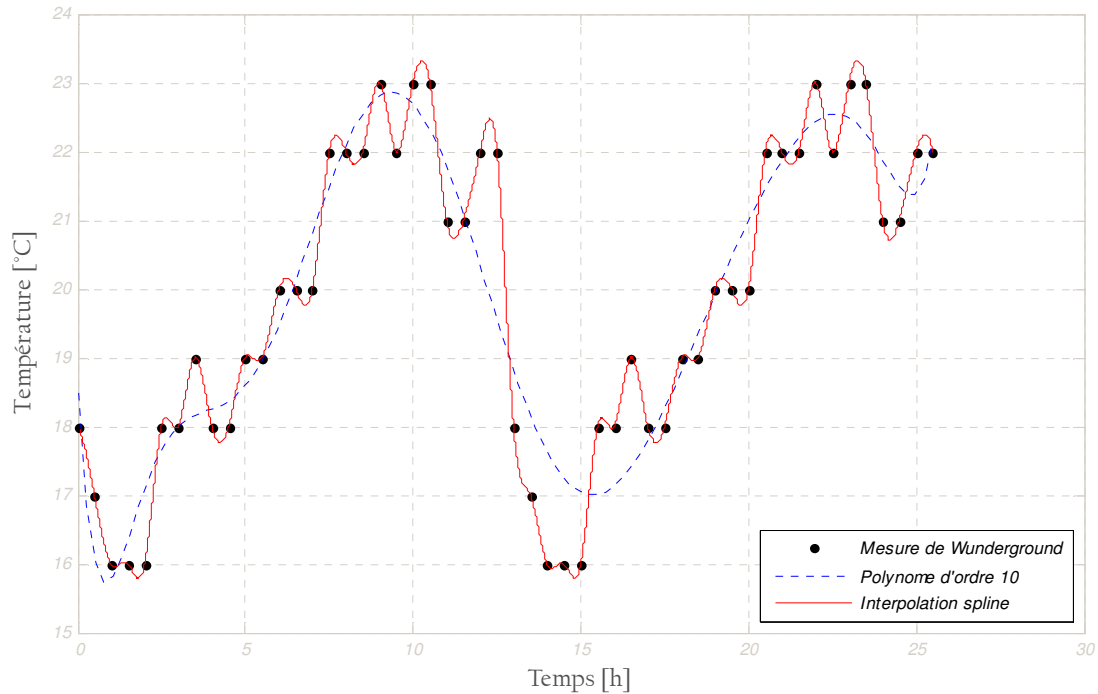


Figure VI.19(A,B) : l'éclairement total, incidente sur la surface de captation de l'insolateur par jour clair pendant un jour de séchage (A) et deux jours de séchage (B).

VI.4.1.2. Température ambiante et humidité relative durant la journée ensoleillée

➤ A). Température ambiante pour de deux journées de séchage



➤ B). Humidité relative pour de deux journées de séchage

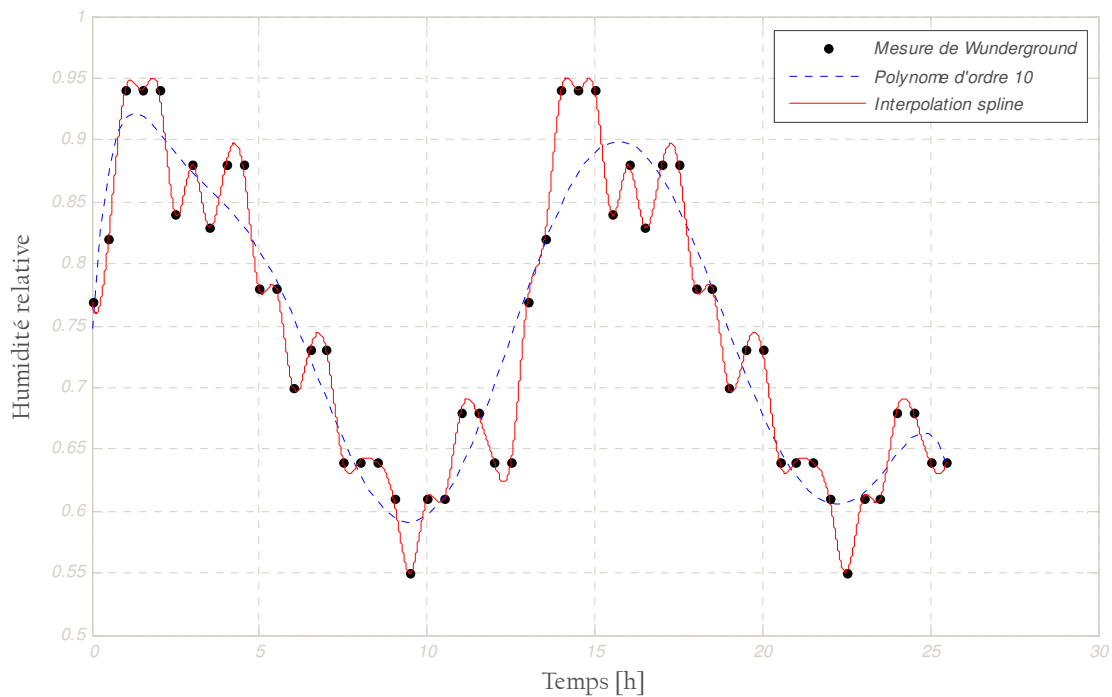


Figure VI.20(A,B) : Profils de la température et humidité relative de l'air ambiant, pendant deux jours de séchage (journée type de mois du juin).

Les valeurs de l'intensité du rayonnement reçu par l'insolateur, de la température ambiante et d'humidité relative pour une journée type de mois du juin, on suppose qu'elle se répète le lendemain, ont été corrélées avec le temps par les relations empiriques suivantes :

➤ **Intensité du rayonnement reçu par l'insolateur**

· *Une journée de séchage (Figure VI.19.A):*

$$\Phi_g = 436.4 - 332.8 t + 558.7t^2 - 253.9t^3 + 72.18t^4 - 13.8t^5 + 1.8t^6 - 0.155t^7 + 8.57 \times 10^{-2}t^8 - 2.74 \times 10^{-4}t^9 + 3.86 \times 10^{-6}t^{10}$$

Avec r : Le coefficient de corrélation $r = 0.9999$

· *Deux journées de séchage (Figure VI.19.B):*

$$\Phi_g = 440.5 - 1.2 t + 601.68t^2 - 377.48t^3 + 115.25t^4 - 20.1t^5 + 2.09t^6 - 0.133t^7 + 5.01 \times 10^{-3}t^8 - 1.03 \times 10^{-4}t^9 + 8.99 \times 10^{-7}t^{10}$$

Avec r : Le coefficient de corrélation $r = 0.90$

➤ **Température ambiante et humidité relative**

· *Deux journées de séchage (Figure VI.20.A):*

$$T_{amb} = 18.49 - 8.39 t + 8.67t^2 - 3.73t^3 + 0.861t^4 - 0.115t^5 + 9.53 \times 10^{-3}t^6 - 4.87 \times 10^{-4}t^7 + 1.51 \times 10^{-5}t^8 - 2.62 \times 10^{-7}t^9 + 1.94 \times 10^{-9}t^{10}$$

Avec r : Le coefficient de corrélation $r = 0.878$

· *Deux journées de séchage (Figure VI.20.B):*

$$\varphi_{fs} = 0.748 + 0.384 t - 0.31t^2 + 0.119t^3 - 2.59 \times 10^{-2}t^4 + 3.34 \times 10^{-3}t^5 - 2.63 \times 10^{-4}t^6 + 1.28 \times 10^{-5}t^7 - 3.81 \times 10^{-7}t^8 + 6.3 \times 10^{-9}t^9 - 4.47 \times 10^{-11}t^{10}$$

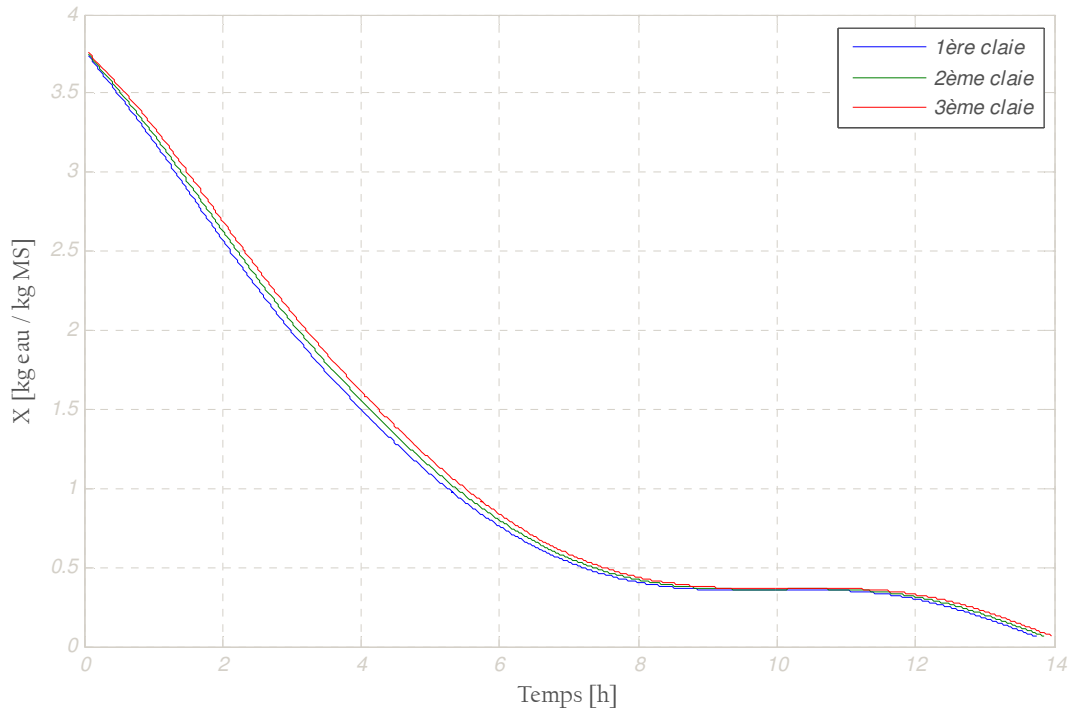
Avec r : Le coefficient de corrélation $r = 0.893$

Les relations empiriques ci-dessus sont introduites dans le modèle de simulation numérique, ou le temps t est exprimé en heures.

VI.5.2 Présentation des Profils dans le cas d'ensoleillement naturel et au cas de l'appoint électrique.

VI.5.2.1 Teneur en eau à base sèche du produit

➤ *1. Ensoleillement naturel*



➤ *2. Avec appoint électrique*

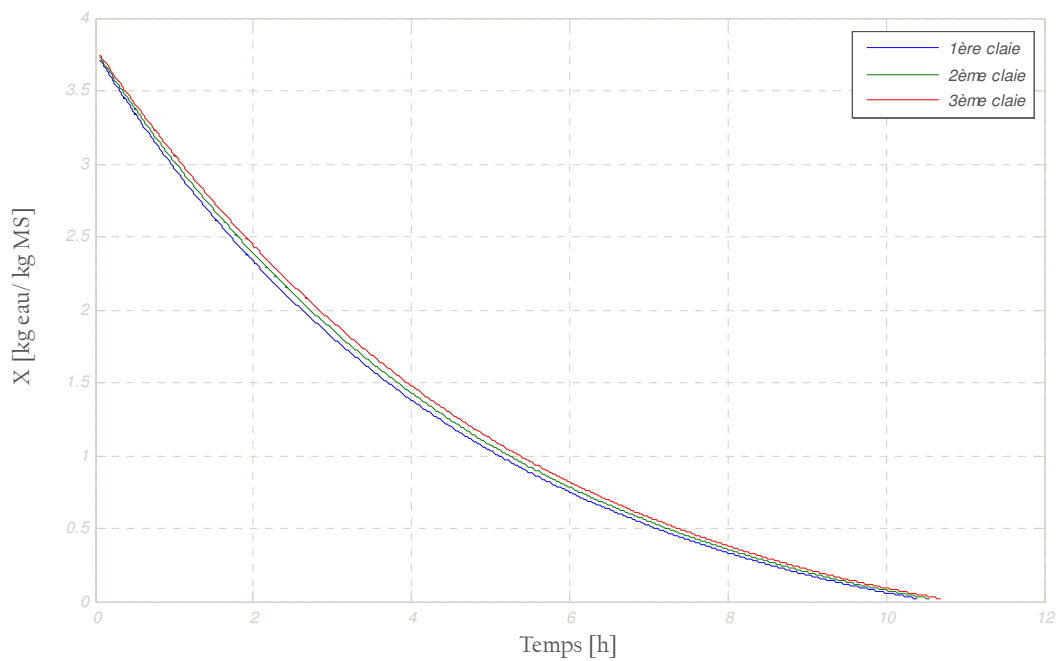


Figure VI.21 : Cinétique de séchage de la figue dans les trois claies $Q_m = 100 \text{ kg/m}^3$

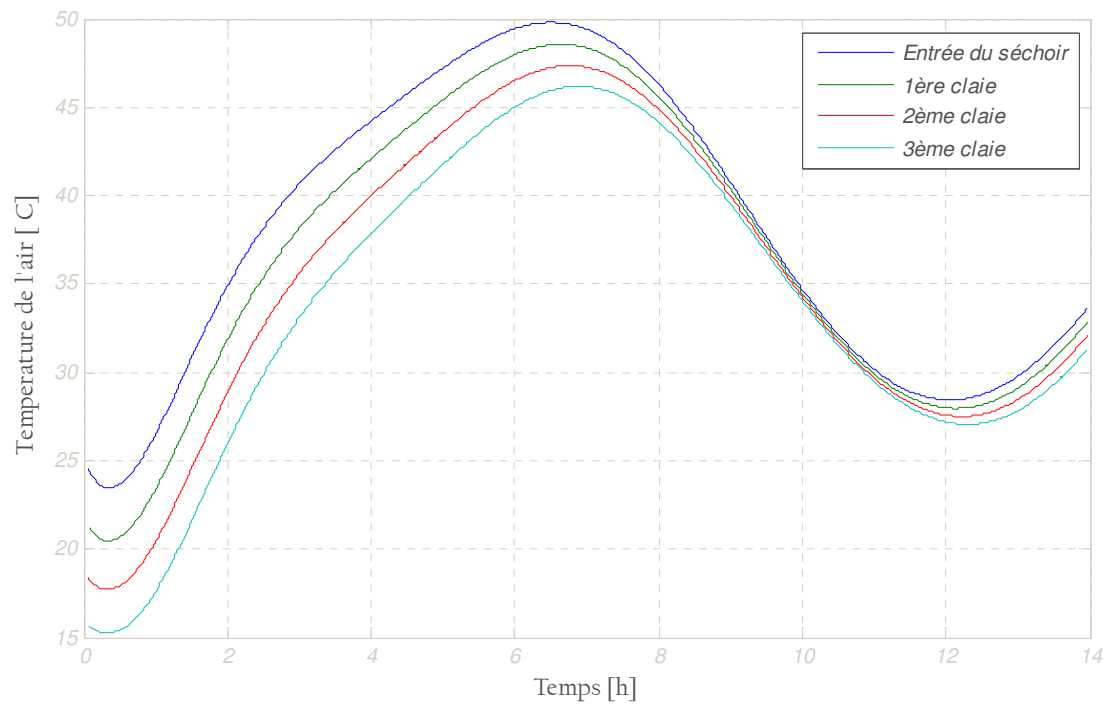
Pour un débit massique d'air pris égale à 100 kg/h , on représente sur les *figures (VI.21.1 et VI.22.2)* les résultats, calculés par le modèle théorique donnant les profils de la teneur en humidité à base sèche de la figue disposée sur les trois claies de l'unité de séchage de la chaîne énergétique sachant qu'il n'y a pas de transfert de masse lors du passage de l'air à travers l'insolateur, la teneur en humidité absolue de l'air est donc la même entre l'entrée et la sortie de celui-ci.

On remarque qu'une journée de 11 heures de séchage, c'est-à-dire de $07h : 30 \text{ mn}$ du matin jusqu'à $18h : 30 \text{ mn}$ de l'après-midi, ne peut être satisfaisante pour sécher complètement la figue disposée sur les trois claies de l'unité de séchage en couche mince. En supposant qu'il n'y a pas de pertes de masse par convection naturelle pendant la nuit, si l'on redémarre le processus à $07h : 30 \text{ mn}$ du matin le deuxième jour, on constate que le produit atteint les valeurs de l'humidité absolue à l'équilibre $X_{eq} = 0.0621, 0.0635 \text{ et } 0.0649 [\text{kg eau/kg MS}]$ successivement en allant de la première à la troisième claie, après 13 heure 44 mines, 13 heure 51 mines, 13 heure 58 mines, On remarque bien que le produit disposé sur la première claie sèche le premier, après celui de la deuxième claie et enfin celui de la troisième claie. Mais la différence entre les trois claies n'est pas importante (*Figure VI.21.1*). Ceci peut être expliqué par la faible distance entre les trois claies d'une part et la faible épaisseur du lit (couche mince) d'autre part. Si on veut diminuer le temps de séchage afin de sécher complètement la figue disposée sur les trois claies pendant une journée, on ajoute un appoint électrique au capteur solaire et on règle la température de séchage à $50 \text{ }^\circ\text{C}$. On constate que le produit atteint les valeurs de l'humidité absolue à l'équilibre $X_{eq} = 0.0182, 0.0190 \text{ et } 0.0199 [\text{kg eau/kg MS}]$ successivement en allant de la première à la troisième claie, après 10 heure 24 mines, 10 heure 33 mines, 10 heure 41 mines (*Figure VI.21.2*).

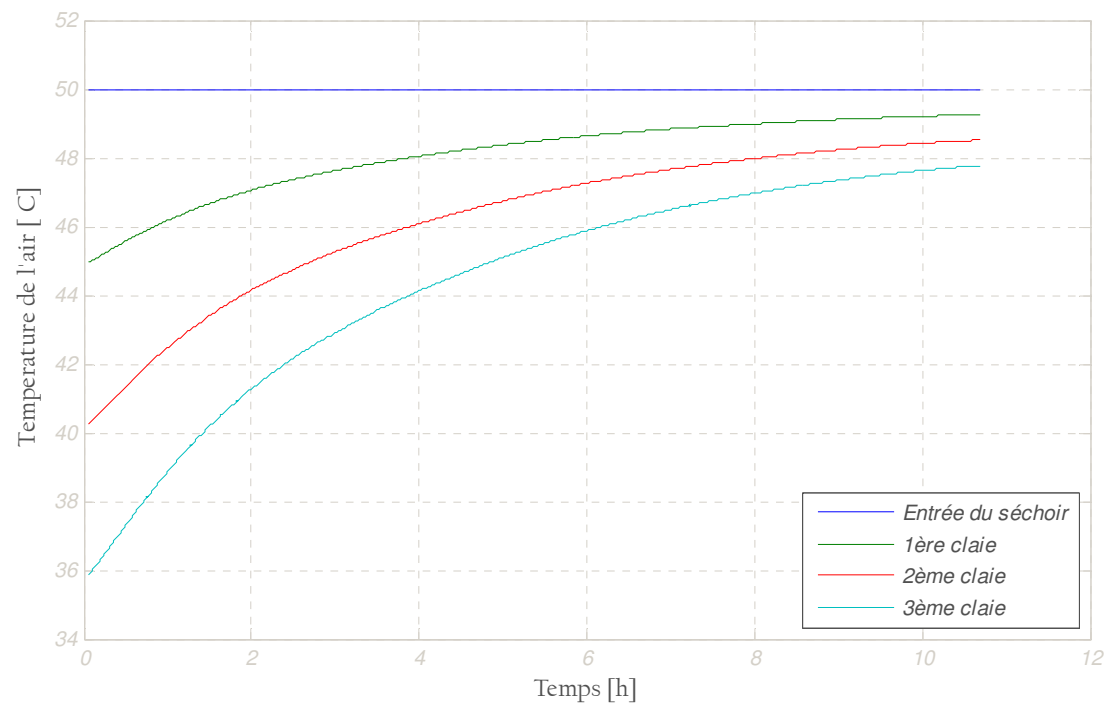
D'après les résultats calculés par le modèle théorique, on représente respectivement sur les *figures (VI.22a, VI.22b, VI.22c et VI.22d)* les profils de la température de l'air lors de son passage à travers le séchoir solaire (de l'entrée du capteur jusqu'à la sortie du séchoir), de la température du produit disposé sur les trois grilles, de l'humidité relative de l'air, et de la teneur en eau de l'air.

VI.5.2.2 Température de l'air

➤ a.1 Ensoleillement naturel

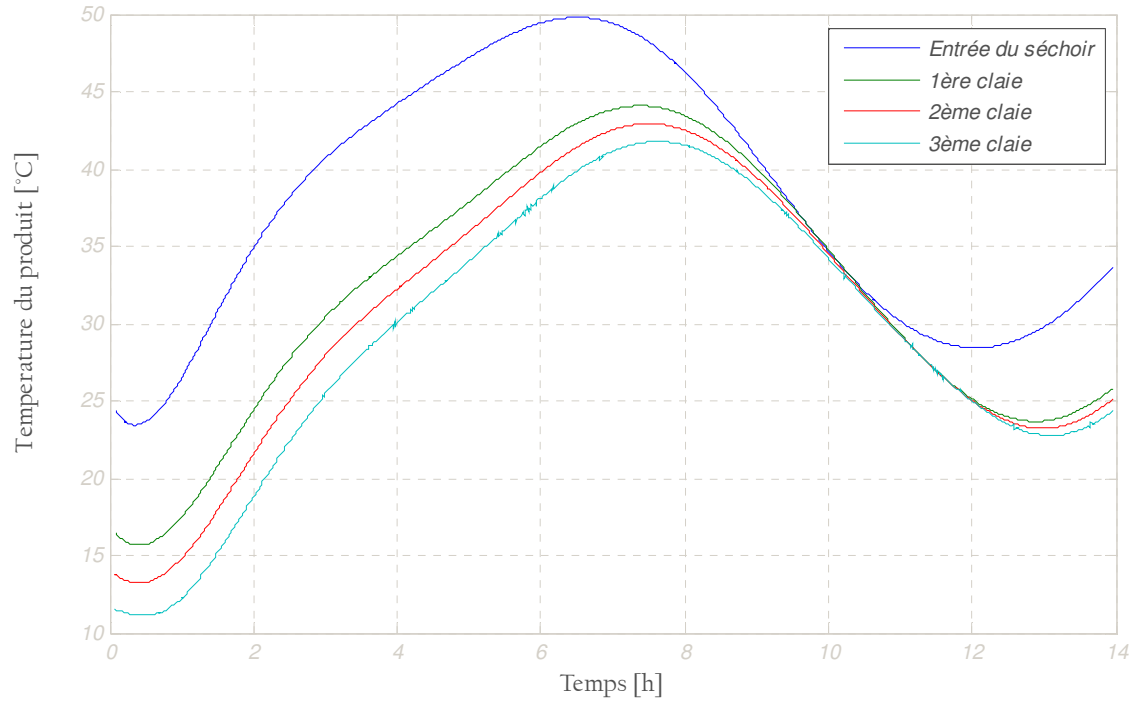


➤ a.2 Avec appoint électrique

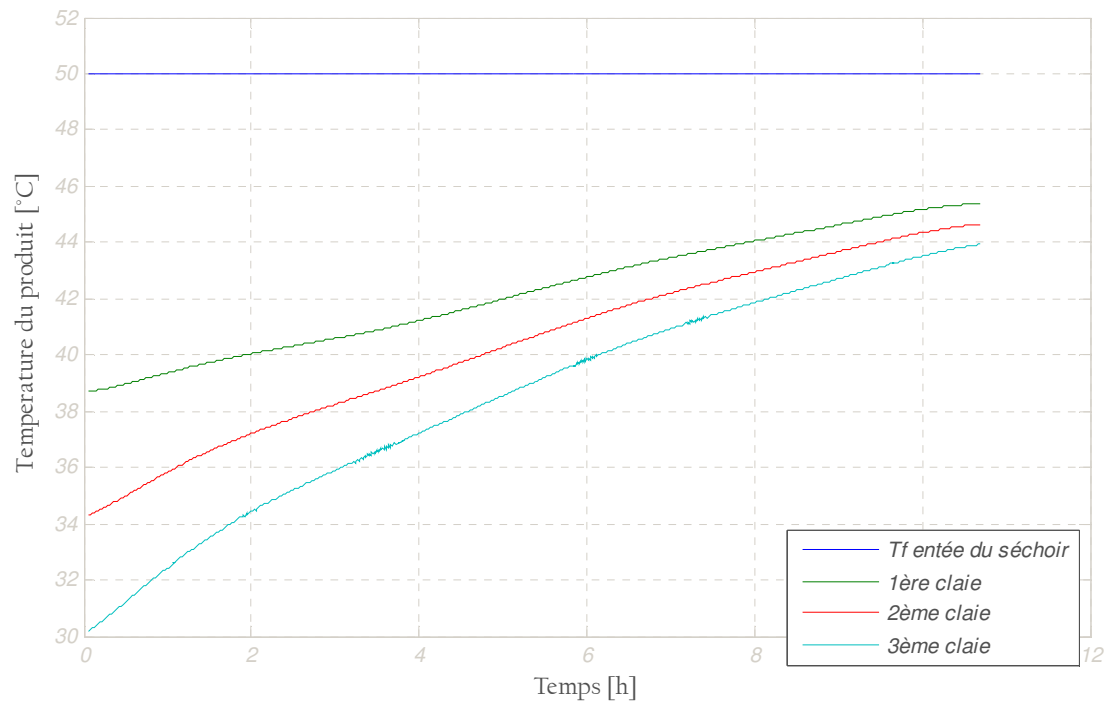


VI.5.2.3 Température du produit

➤ *b.1 Ensoleillement naturel*

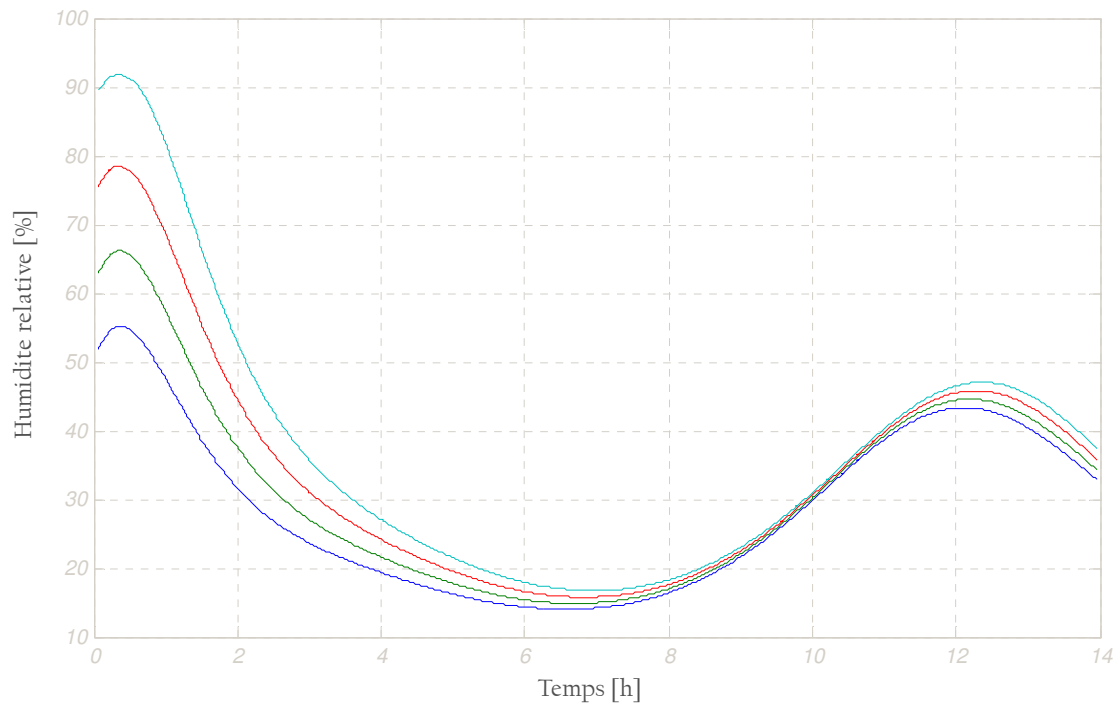


➤ *b.2 Avec appoint électrique*

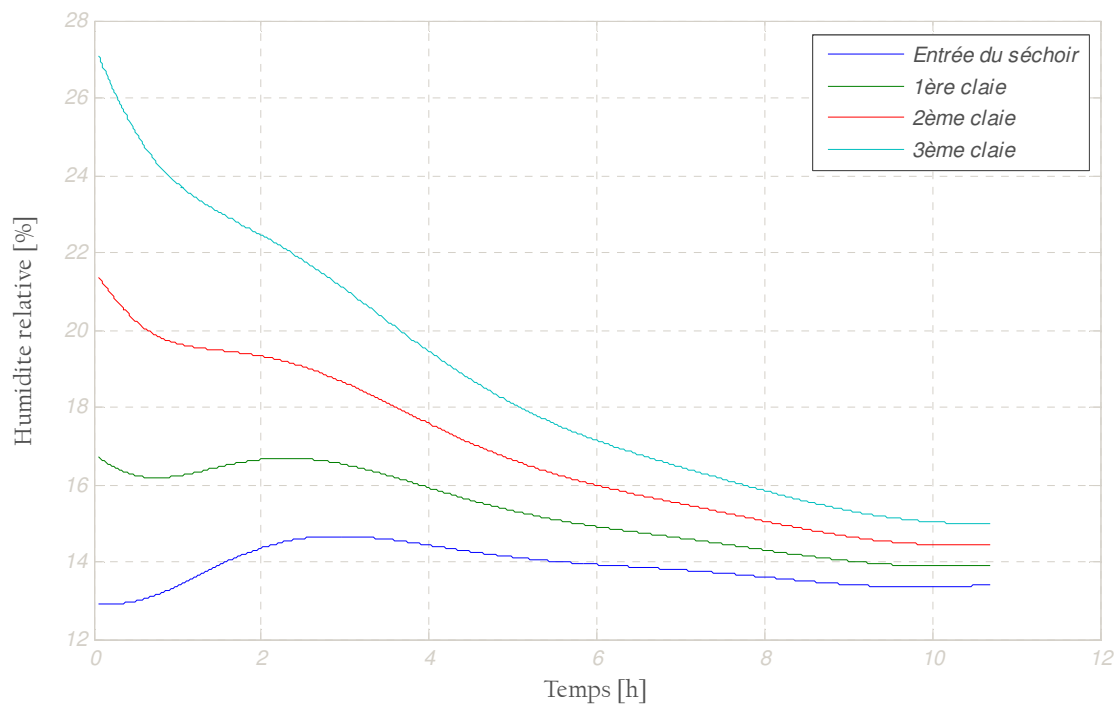


VI.5.2.4 Humidité relative de l'air

➤ *c.1 Ensoleillement naturel*

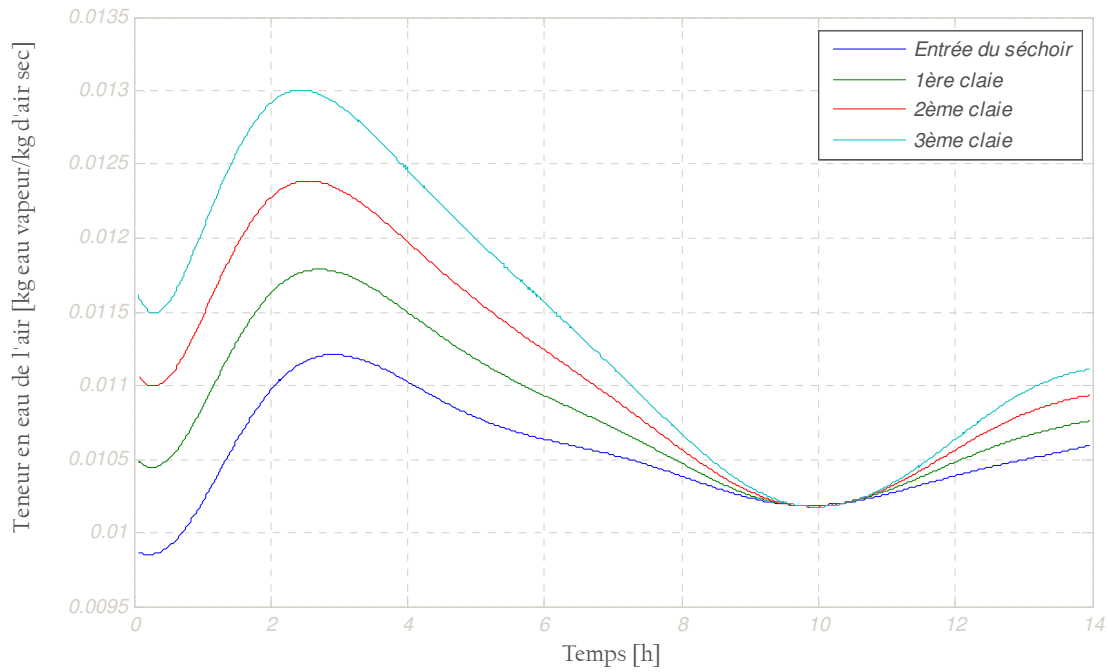


➤ *c.2 Avec appoint électrique*



VI.5.2.5 Teneur en eau de l'air

➤ *d.1 Ensoleillement naturel*



➤ *d.2 Avec appoint électrique*

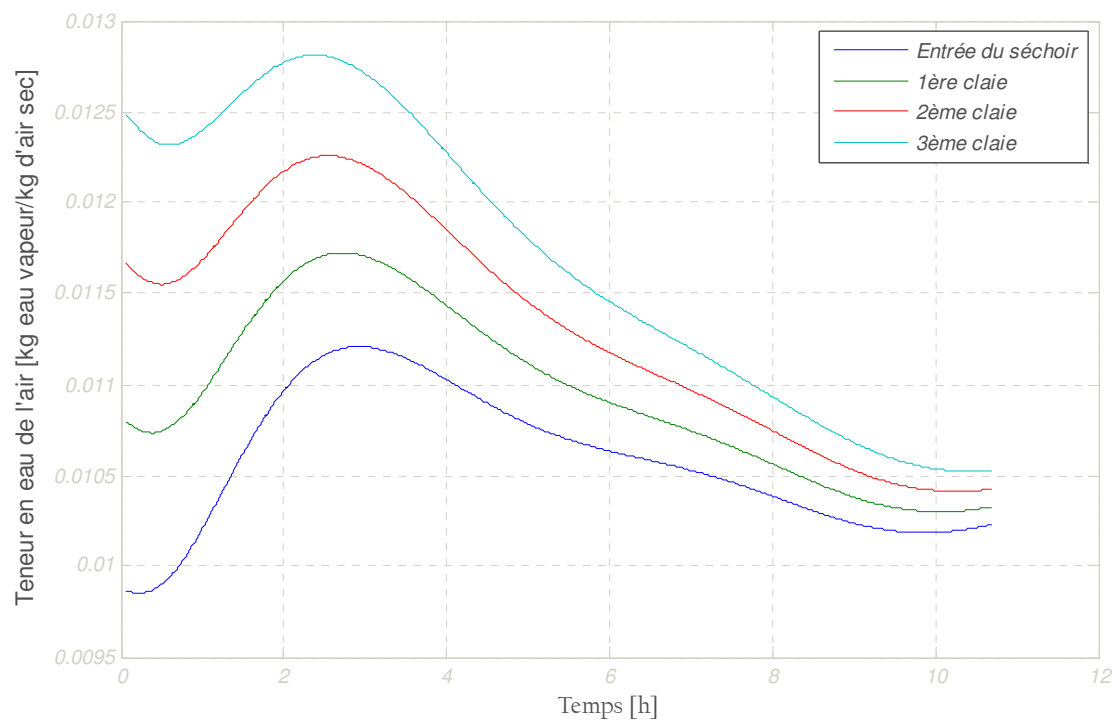


Figure VI.22(a,b,c,d) : Profils des caractéristiques de l'air asséchant et de température du produit

VI.5.3 Rendement thermique du séchoir solaire

Un autre facteur qui est le rendement thermique du séchoir solaire, définit par le rapport de la puissance d'évaporation à la puissance utile récupérée par le capteur plan à air (*Figure VI.24*). Vers la fin du processus de séchage, il y a de moins en moins d'eau extraite du produit qui s'évapore, ce qui explique la décroissance du rendement jusqu'à ce qu'il s'annule à la fin de la première journée, puis il croit légèrement au début de la deuxième journée et il se décroît jusqu' à l'état d'équilibre.

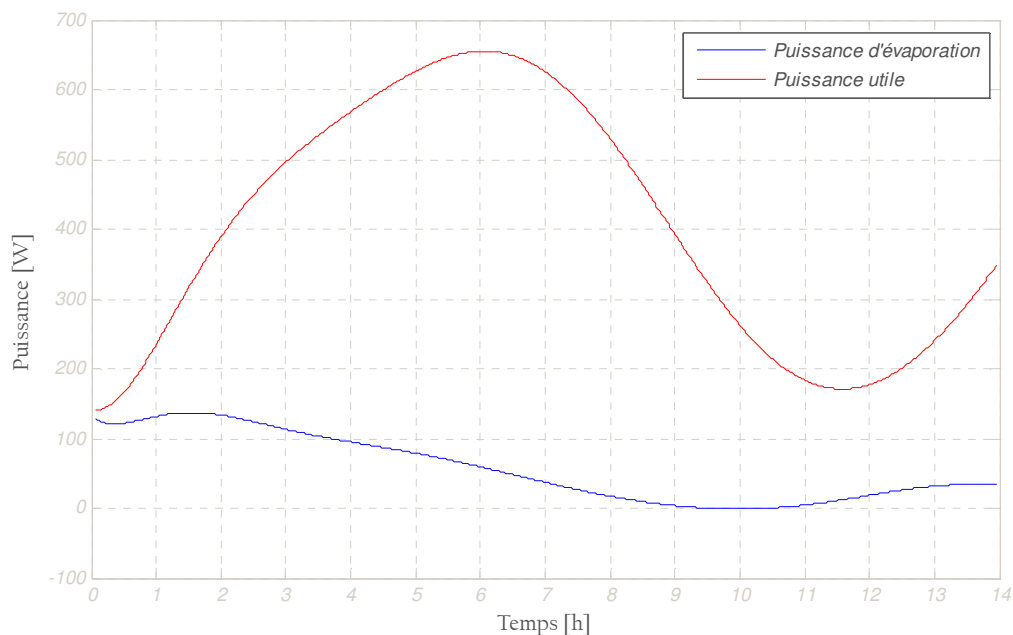


Figure VI.23 : Evolution des puissances utiles et d'évaporation au cours des deux journées de séchage de la figue.

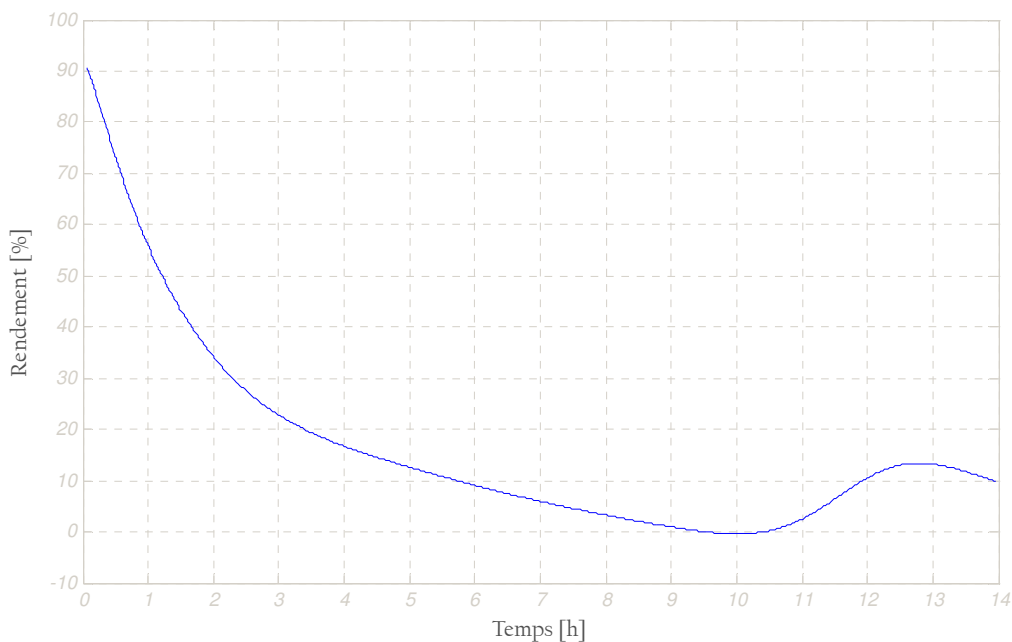


Figure VI.24: Rendement thermique du séchoir solaire au cours des deux journées de séchage de la figue.

VI.6 INFLUENCE DES PARAMETRES CLIMATIQUES DE L'AIR ASSECHANT SUR LE SECHAGE DE LA FIGUE

On étudie l'influence de quelques paramètres de l'air asséchant (température, vitesse et humidité relative) sur la cinétique de séchage du produit. Il est bien évident que plus l'air asséchant est sec, chaud et de débit élevé plus le séchage de la totalité du produit sera rapide.

VI. 6.1 Influence de la température de séchage

On considère que le produit est disposé sur la première grille, traversé par de l'air à température et débit massique constant durant tout le processus. La *figure VI.25* met en évidence l'influence de la température de l'air à l'entrée du séchoir sur l'évolution de la teneur en eau réduit de la figue en fonction du temps, pour un débit d'air massique $Q_m = 100 \text{ kg/h}$. Elle montre que la température de séchage est un paramètre important à prendre en considération, le temps de séchage est plus court quant cette température est élevée, ce qui est expliqué par l'accroissement du potentiel d'échange entre l'air et le produit, favorisant ainsi l'évaporation de l'eau du produit.

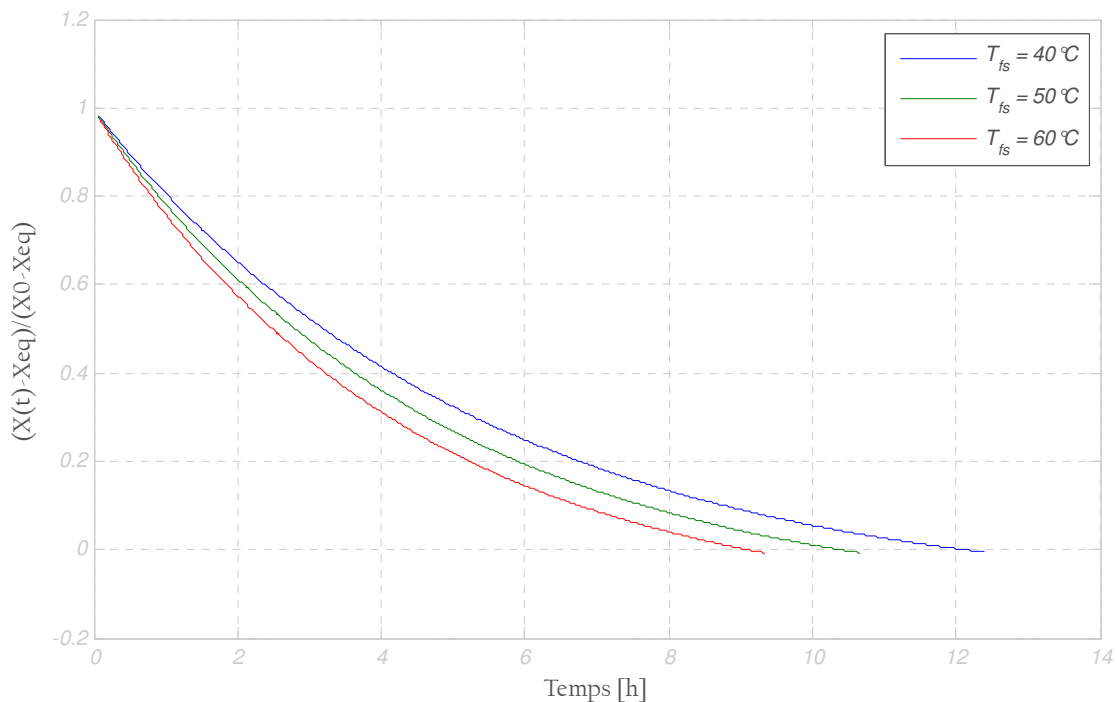


Figure VI.25: Influence de la température de l'air asséchant sur l'évolution de la teneur en eau réduite du produit situé sur la première grille ($Q_m = 100 \text{ kg/h}$).

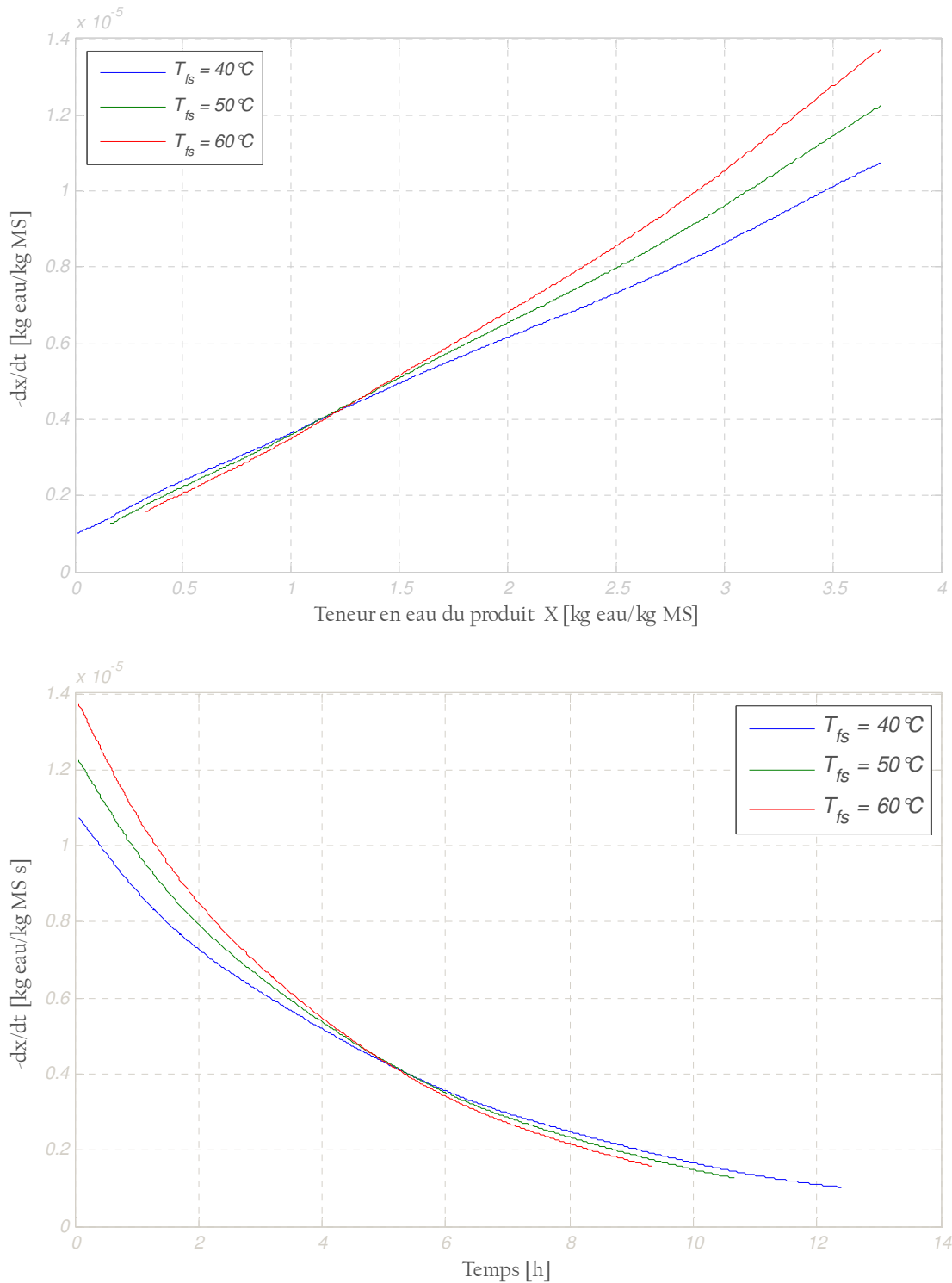


Figure VI.26(a,b): Variation de la vitesse de séchage du produit situé sur la première claie en fonction de la teneur en eau pour diverses températures de l'air asséchant ($Q_m = 100$ kg/h)

Afin de mettre en évidence les différentes phases de séchage, nous avons représenté, sur les figures VI.26a et VI.26b, les courbes de vitesse de séchage ($-\frac{dX}{dt}$ qui représentent la pente de la cinétique de séchage), en fonction du temps t et de la teneur en eau X de la figure. Nous constatons que la vitesse de séchage prend des valeurs maximales pour la température la plus

élevée et décroît avec la diminution de cette température. Au cours du séchage les trois courbes évoluent de façons séparées et distinctes l'une par rapport aux deux autres dès le début du séchage jusqu'aux basses teneurs en eau inférieures à 1.3 kg eau/kg AS après ils se confondent à cause de la variation de leurs vitesses. La vitesse de séchage montre une évaporation plus importante au début et baisse au fur et à mesure que la teneur en eau résiduelle diminue. La diminution de la quantité d'eau évaporée et la faible vitesse, nécessite une durée plus longue jusqu'à l'humidité d'équilibre X_{eq} . On distingue seulement une phase de séchage, la phase à vitesse de séchage décroissante. Ce résultat est en bonne concordance avec les travaux de [Medjoudj, et al., 2008] [Touati, et al., 2008] concernant les produits agroalimentaires à couches minces.

Pour bien illustrer l'influence de la température de l'air asséchant sur le temps de séchage du produit, nous avons représenté sur la *figure VI.28* la variation de la durée de séchage en fonction de la température de l'air asséchant. Nous remarquons sur la *figure VI.28* que pour une faible température de séchage soit de 30 °C et un débit d'air de 100 kg/h, il nous faut presque 15 h de séchage pour atteindre la teneur en eau finale du produit. Ce temps est réduit à 8 heures si la température est de 70 °C.

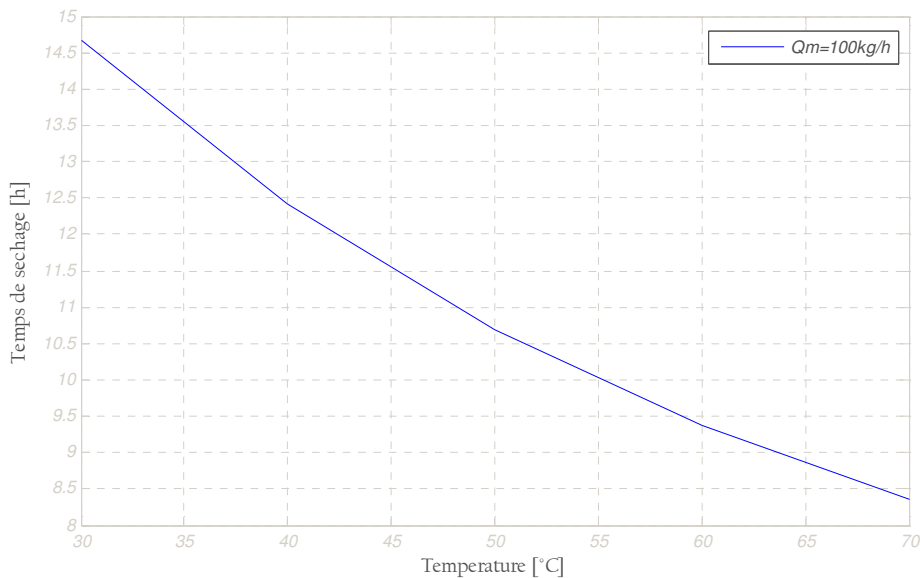
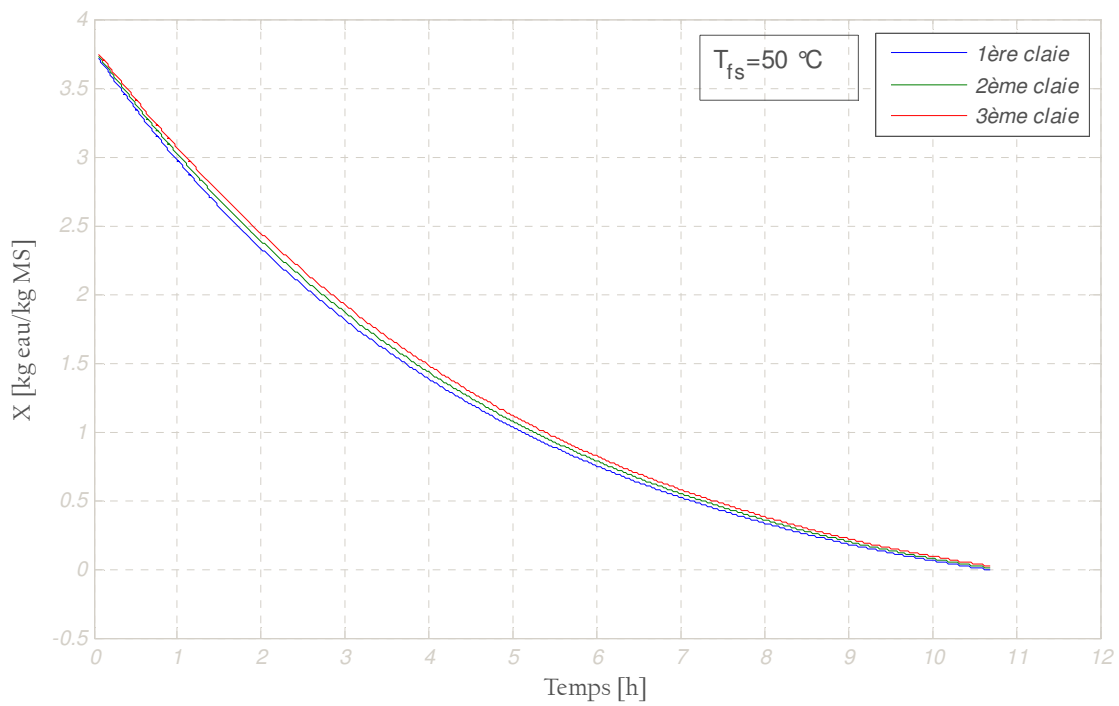
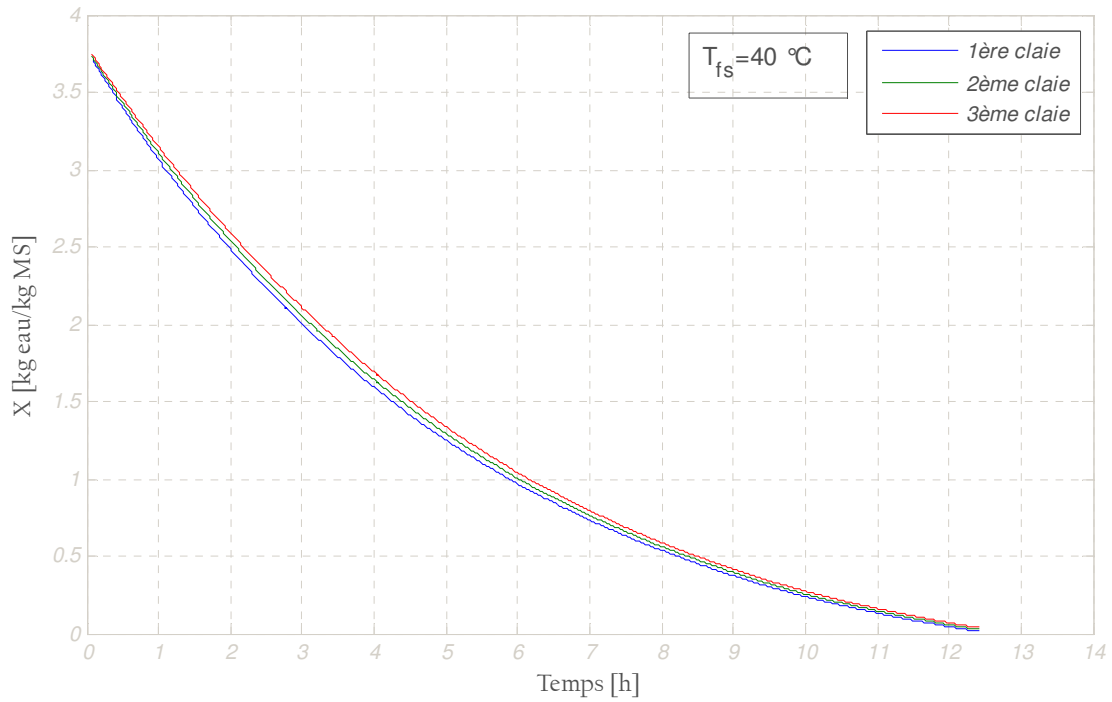


Figure VI.28: Variation du temps de séchage du produit en fonction de la température de l'air asséchant ($Q_m = 100 \text{ kg/h}$).

On considère que le produit est disposé sur les trois grilles, traversés par de l'air à température et débit massique constants durant tout le processus. Les *figures VI.29a*, *VI.29b* et *VI.29c* mettent en évidence l'influence de la température de l'air à l'entrée du séchoir sur l'évolution de la teneur en eau réduite de la figure en fonction du temps, pour un débit d'air

massique $Q_m = 100 \text{ kg/h}$. Les figures VI.30, VI.30b et VI.30c montrent l'évolution des pertes de masse relatives du produit en fonction du temps, pour les trois différentes températures de l'air asséchant



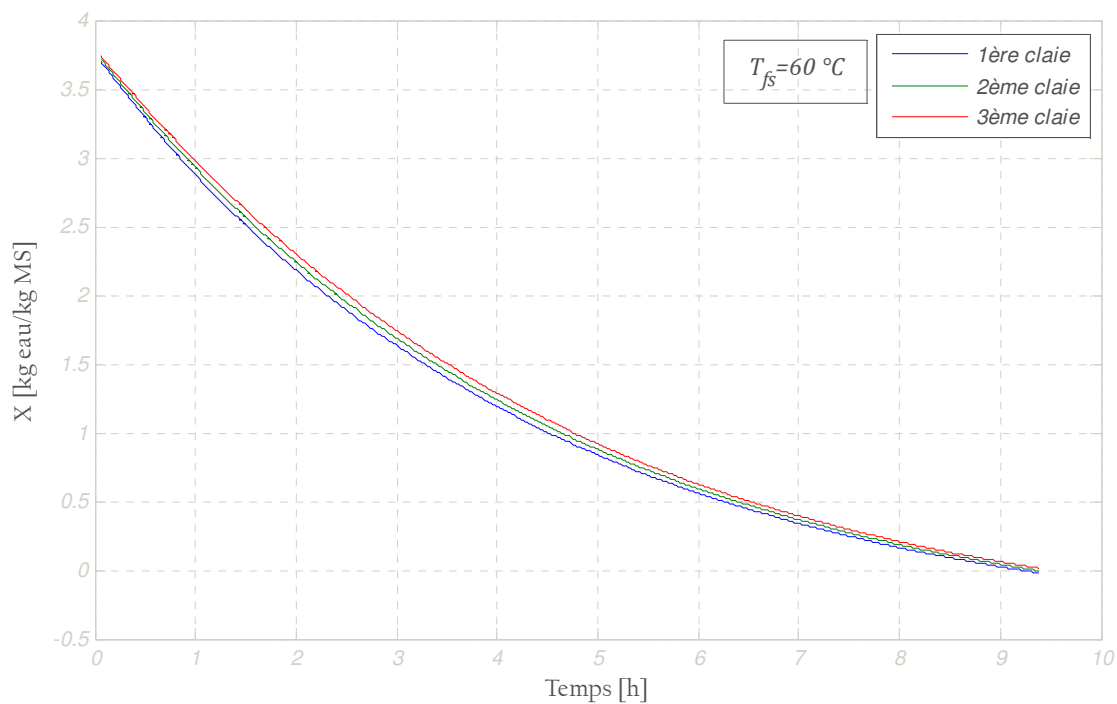
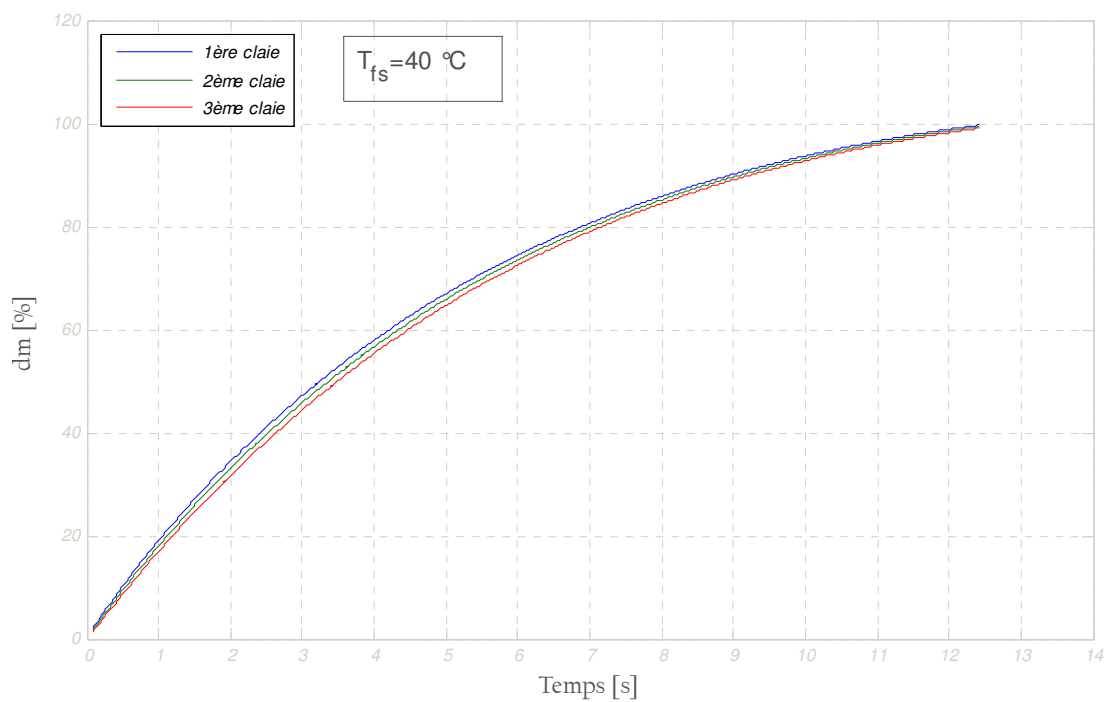


Figure VI.29(a,b,c): Cinétique de séchage de la figue dans les trois premières claies ($Q_m = 100 \text{ kg/h}$).



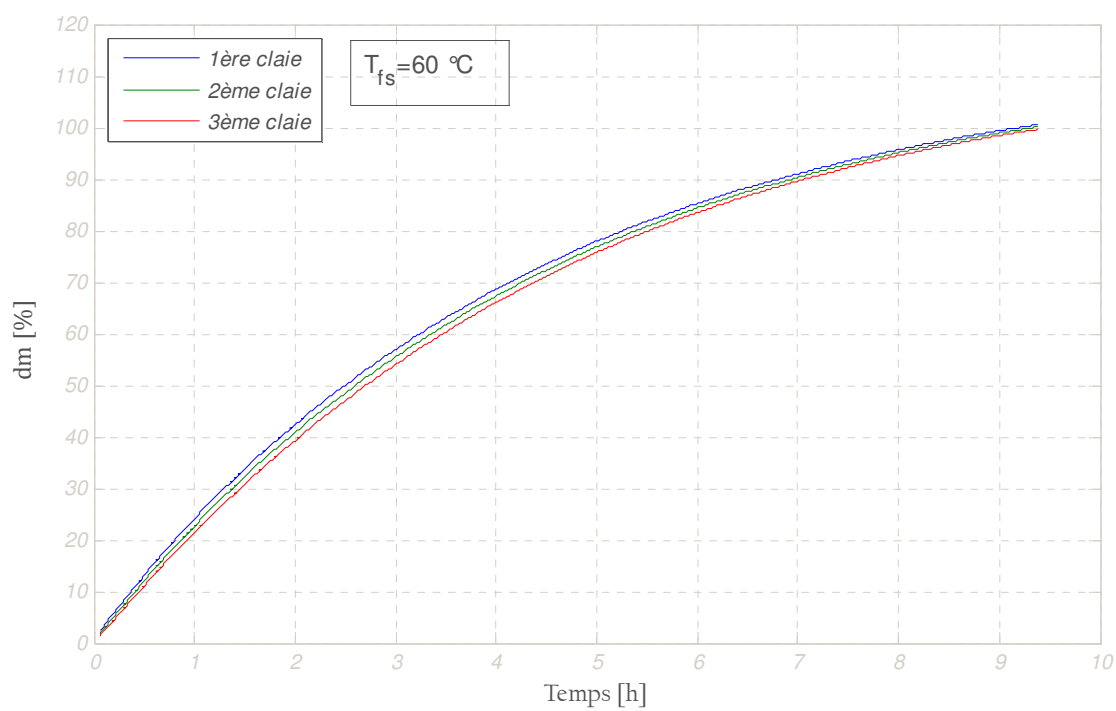
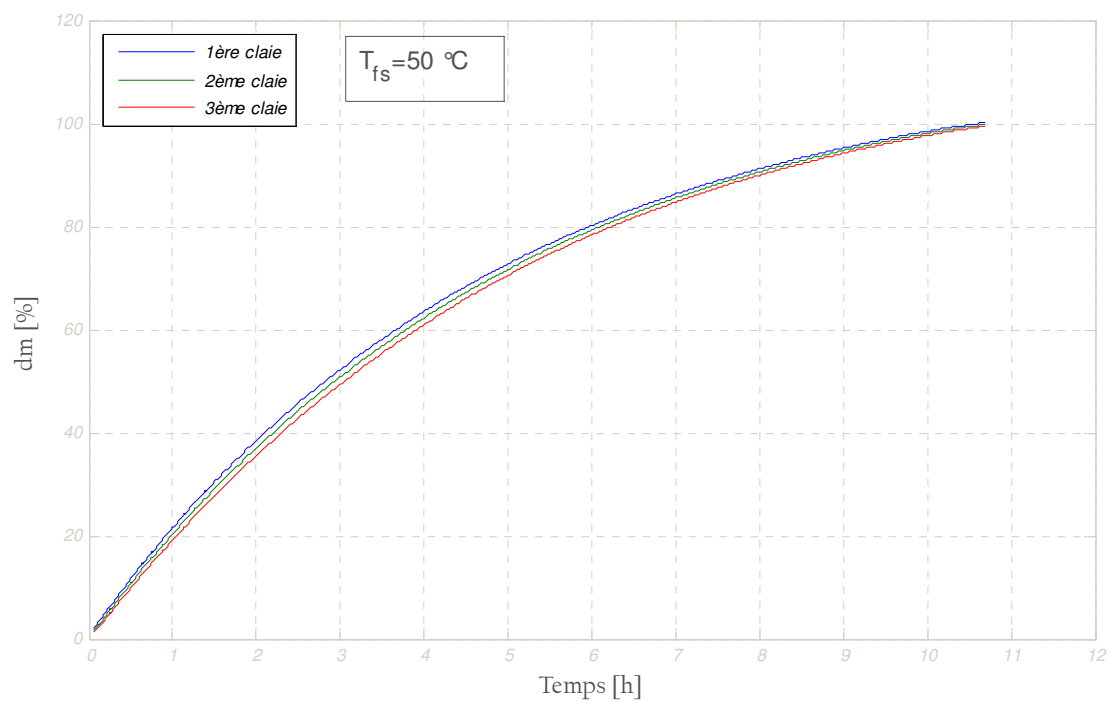


Figure VI.30(a,b,c): Evolution de la perte de masse de la figue dans les trois premières claies ($Q_m = 100$ kg/h)

VI. 6.2 Influence du débit d'air asséchant

Nous allons étudier l'influence du débit d'air sur le séchage de la figue disposée sur la première grille, pour une température de l'air asséchant de 60 °C et trois débits distincts $Q_m = 100, 140$ et 180 kg/h .

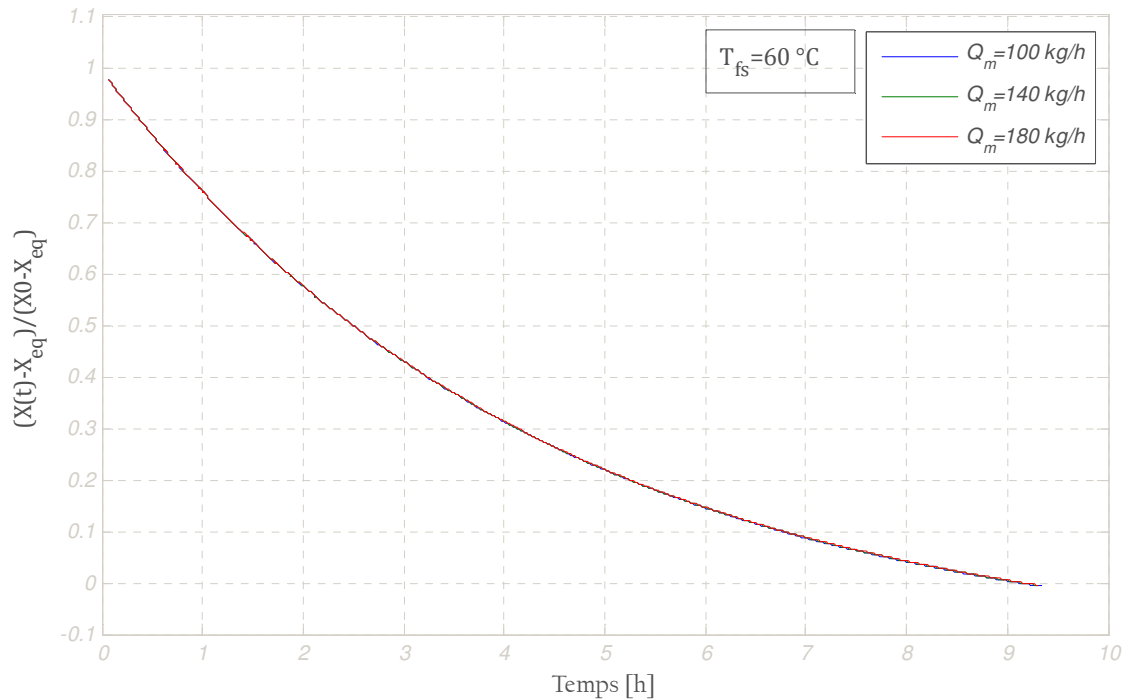


Figure VI.31: Influence du débit d'air asséchant sur l'évolution de la teneur en eau réduite du produit situé sur la première grille ($Q_m = 100 \text{ kg/h}$).

Nous constatons que l'influence du débit est très faible que celle de la température, d'une part dans un capteur solaire plan à air muni d'ailette, des petits valeurs du débit (de 100 à 300 kg/h) correspondent à des grands valeurs de vitesse d'air dans le capteur (1.3 – 3.9 m/s), au delà de cette vitesse nous n'atteindrons pas la température de séchage à la sortie du capteur solaire, ces petits valeurs du débit elle ne nous permettra pas de voir clairement l'effet du débit car les vitesses d'air asséchant dans l'armoire du séchage correspondantes à ces débits est plus faible (de 0.04 à 0.12 m/s) d'autre part les chercheurs qui ont travaillé sur ce genre du problème ont montré la faible influence du débit sur la cinétique de séchage du produit par rapport à l'influence de la température [Idlimam, et al., 2007] [Kaya, et al., 2009] [Youcef Ali, 2001] [Touati, 2008]...etc.

VI. 6.3 Influence du l'hygrométrie d'air asséchant

L'augmentation de la teneur en humidité de l'air, accroît la pression partielle des vapeurs d'eau dans celui-ci, par conséquent diminue le potentiel d'échange entre l'air et le produit. Pour trois valeurs de l'humidité relative de l'air asséchant ($\varphi_{fs} = 10, 30 \text{ et } 50 \%$), nous représenterons sur la *figure VI.32* les cinétiques du séchages de la figue située dans la première claie. Et sur les *figures (VI.33a, VI.33b et VI.33c)*, celles du produit contenu dans les trois claies.

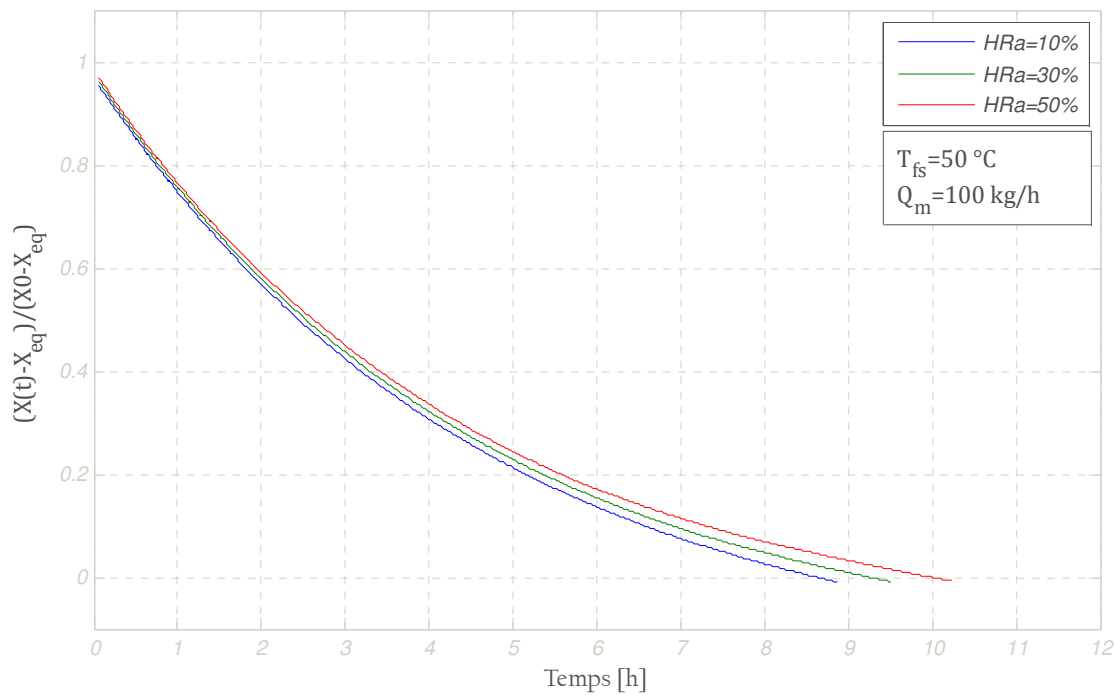
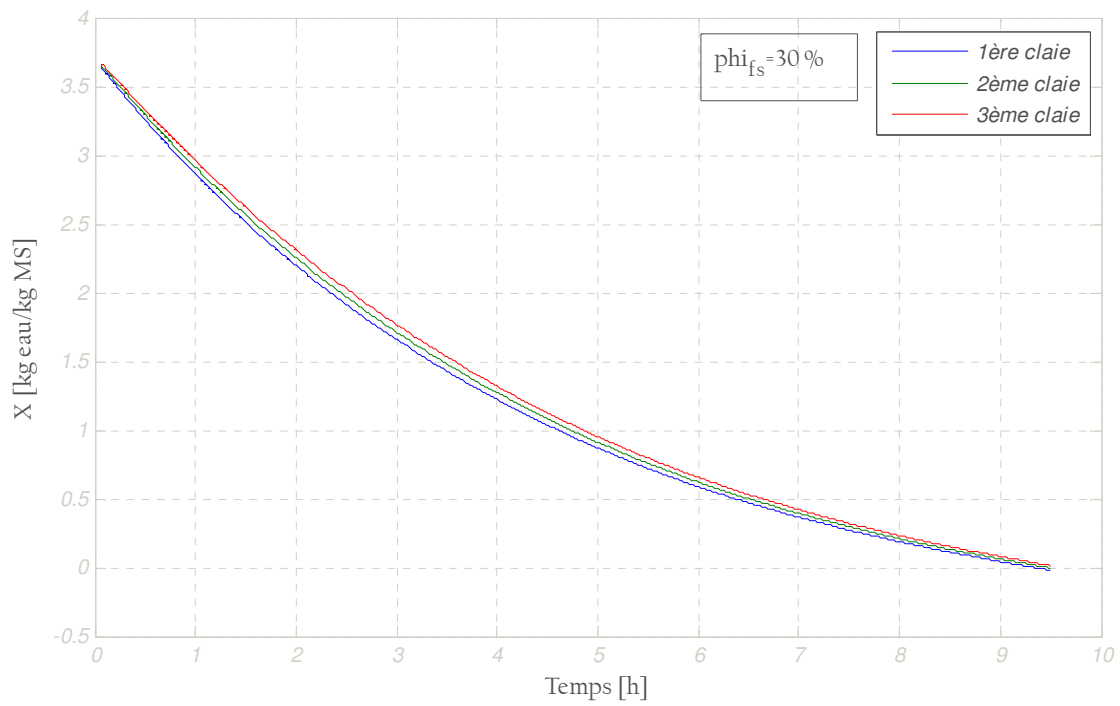
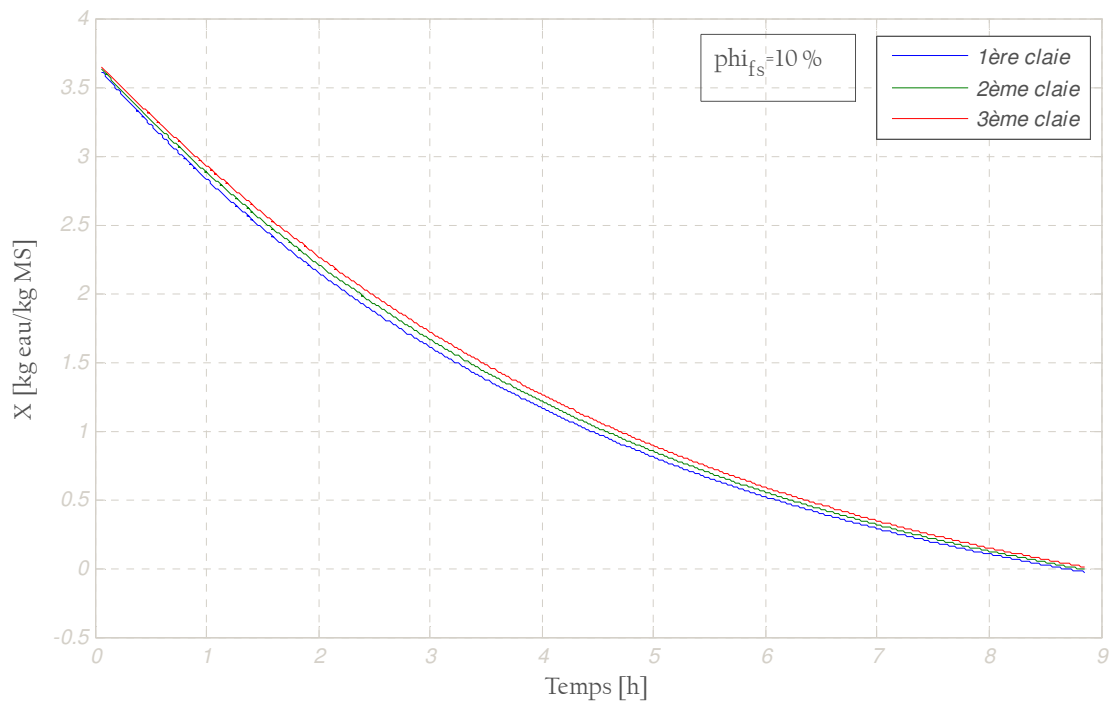


Figure VI.32: Influence de l'humidité relative d'air asséchant sur l'évolution de la teneur en eau réduit du produit situé sur la première grille ($Q_m = 100 \text{ kg/h}$).



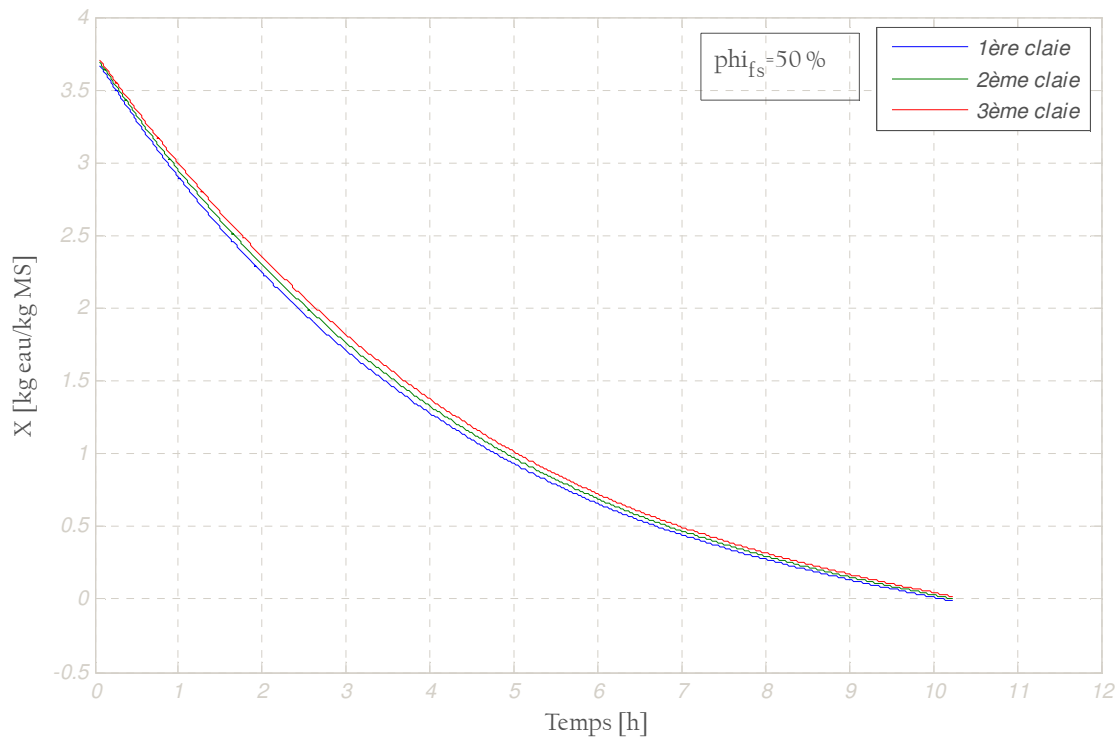


Figure VI.33(a,b,c): Cinétique de séchage de la figue situé dans l'armoire ($Q_m = 100 \text{ kg/h}$).

Pour bien illustrer l'influence de l'humidité relative de l'air asséchant sur le temps de séchage du produit, nous avons représenté sur la *figure VI.34* la variation de la durée de séchage en fonction de l'humidité relative de l'air asséchant. Nous remarquons que pour une humidité relative de l'air asséchant soit de $\varphi_{fs} = 50 \%$, une température $T_{fs} = 50^\circ\text{C}$ et un débit d'air de 100 kg/h , il nous faut 10 heure 15 mines de séchage pour atteindre la teneur en eau finale du produit. Ce temps est réduit à 08 heure 53 mines, si l'humidité relative de l'air asséchant est de $\varphi_{fs} = 10 \%$.

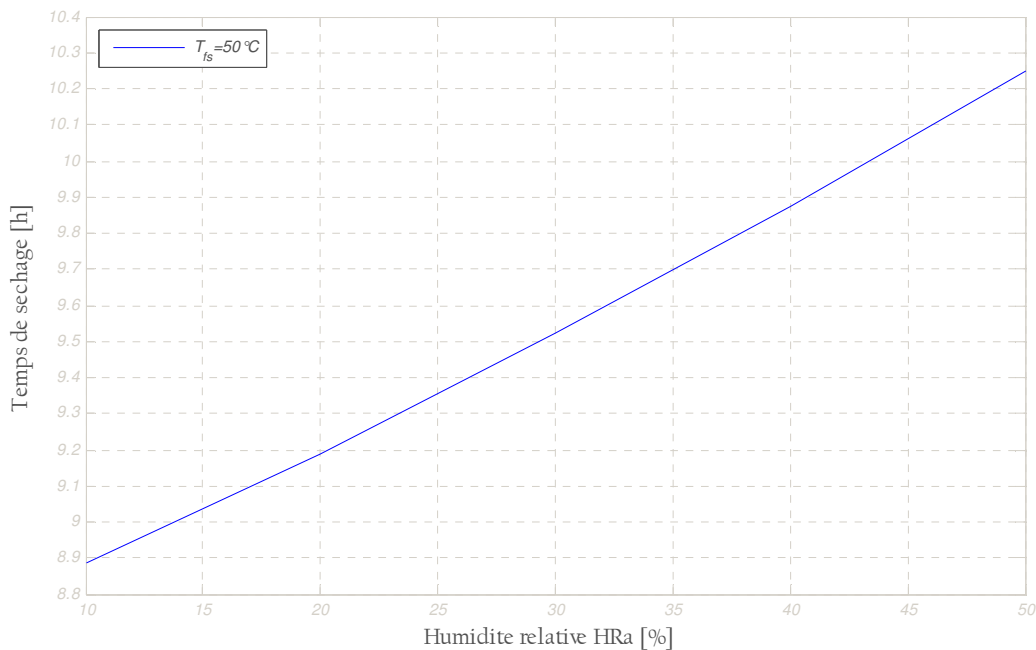


Figure VI.34: Variation du temps de séchage du produit en fonction de l'humidité relative de l'air asséchant ($Q_m = 100 \text{ kg/h}$).

VI.7 EFFET DU FLUX SOLAIRE SUR LE SECHAGE DE LA FIGUE

Considérons maintenant la totalité du produit dans l'armoire du séchage, les conditions de l'air à l'entrée du capteur solaire sont les mêmes ; $T_{fe} = 24.6^\circ\text{C}$, $\varphi_{fs} = 61\%$ et $Q_m = 100 \text{ kg/h}$.

Nous remarquons que pour une intensité de flux soit de $\Phi_g = 300 \text{ W/m}^2$, il nous faut 14 heure 28 mines de séchage pour atteindre la teneur en eau finale du produit. Ce temps est réduit à 10 heure 20 mines, si l'intensité de flux est de $\Phi_g = 1500 \text{ W/m}^2$.

Nous représentons sur les figures (VI.35a1, VI.35b1, VI.35c1 et VI.35d1) les profils des teneurs en humidité absolue de la figue étalé sur les trois claies du séchoir, et sur les figures (VI.35a2, VI.35b2, VI.35c2 et VI.35d2) les profils des pertes de masse relatives correspondantes pour différentes intensités du flux global reçue par le capteur solaire.



Figure VI.35(a_{1,2}, b_{1,2}, c_{1,2}, d_{1,2}): Influence de l'intensité du flux solaire sur l'évolution de la teneur en eau absolue et de perte de masse de la figue en fonction du temps ($T_{fe} = 24.6\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\varphi_{fs} = 61\text{ }\%$ et $Q_m = 100\text{ kg/h}$).

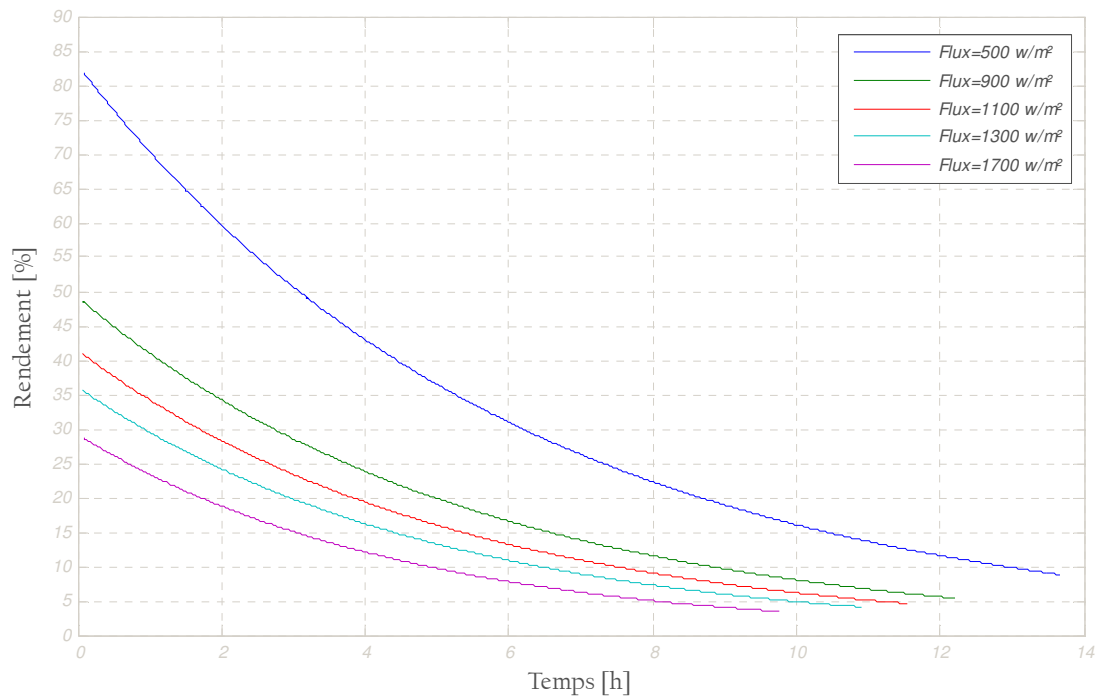


Figure VI.36: Influence de l'intensité du flux solaire sur le rendement du séchoir
 ($T_{fe} = 24.6\text{ °C}$, $\varphi_{fs} = 61\%$ et $Q_m = 100\text{ kg/h}$).

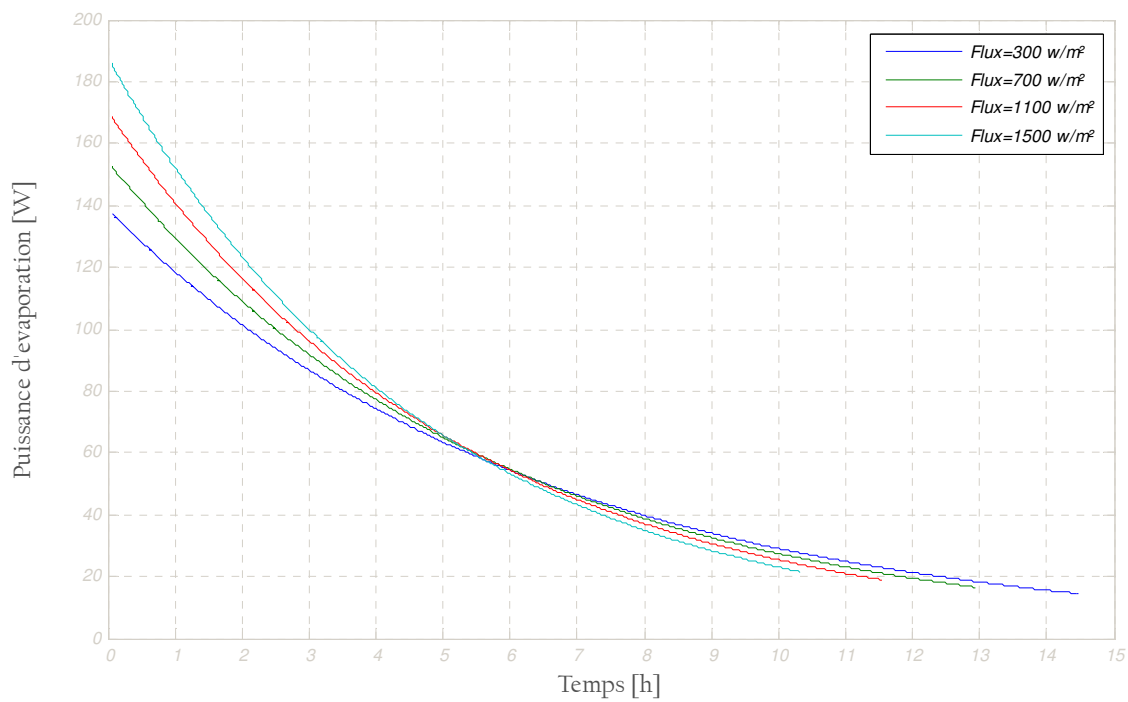


Figure VI.37: Influence de l'intensité du flux solaire sur le rendement du séchoir
 ($T_{fe} = 24.6\text{ °C}$, $\varphi_{fs} = 61\%$ et $Q_m = 100\text{ kg/h}$).

Au début du séchage, le rendement thermique du séchoir solaire est d'autant plus élevé que l'intensité du flux est faible (Figure VI.36), bien que la puissance d'évaporation est la plus petite (Figure VI.37). Car la puissance utile récupérée par l'insolateur plan est proportionnelle à l'intensité du flux. A partir d'un certain moment, les courbes de la puissance d'évaporation se contrecarrent, parce que le produit pour lequel la température de l'air asséchant est plus élevée (grande intensité de flux), sèche plus vite, la puissance d'évaporation dépendante du débit d'eau évaporée devient donc plus faible.

Pour bien illustrer l'influence de l'intensité du flux solaire sur le temps de séchage du produit, nous avons représenté sur la figure VI.38 la variation de la durée de séchage en fonction de l'intensité du flux solaire, nous remarquons que pour une faible intensité du flux solaire soit de $\Phi_g = 300 \text{ W/m}^2$, il nous faut 14 heure 28 minutes de séchage pour atteindre la teneur en eau finale du produit. Ce temps est réduit à 09 heures 15 minutes si l'intensité du flux solaire est de $\Phi_g = 1900 \text{ W/m}^2$.

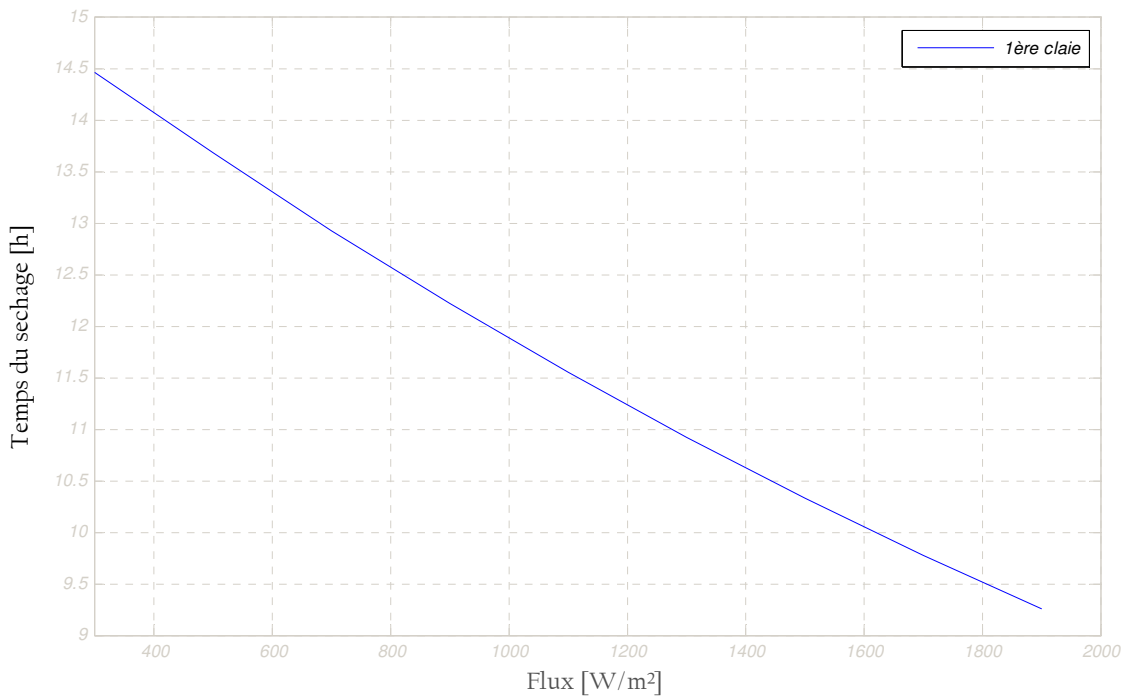


Figure VI.38: Evolution de la durée de séchage du produit en fonction de la l'intensité du flux incident.

$$(T_{fe} = 24.6 \text{ }^\circ\text{C}, \varphi_{fs} = 61 \% \text{ et } Q_m = 100 \text{ kg/h}).$$

VI.8 CONCLUSION

Le code de calcul que nous avons développé comporte deux parties essentielles ; l'étude des performances du capteur plan à air et celle du séchoir, tous les deux constituant la chaîne énergétique. Le premier modèle concernant l'étude de la source de chaleur produite par le capteur solaire plan à air muni d'ailettes, Le deuxième modèle concernant l'étude de l'unité de séchage, dans ce dernier modèle nous avons proposé une corrélation semi-empirique de coefficient de transfert de masse interne qui est propre au produit, sous forme d'un polynôme.

Dans le modèle théorique nous avons introduit des formules empiriques tenant compte des différents paramètres affectés par le rétrécissement volumique du produit en cours de déshumidification. Le fait que ces paramètres dépendent des variables à déterminer, nous a obligé à concevoir un algorithme de calcul sous forme itérative. Les propriétés thermophysiques du produit sont aussi fonction de sa teneur en eau et de sa température, et celle de l'air sont fonction de sa température. A partir du code élaboré couplant les deux modèles numériques (capteur-séchoir) nous avons simulé le séchage de la figue dans des conditions aérothermiques diverses. Quant aux facteurs qui influencent la cinétique de séchage, on peut affirmer que la durée de séchage du produit dépend de plusieurs facteurs : la masse initiale du produit, sa teneur en eau initiale, la température de séchage et le débit d'air asséchant. Pour une masse initiale du produit à sécher, les différents scénarios expérimentaux envisagés, en jouant sur les paramètres aérothermiques, ont permis de mettre en évidence leur influence sur la durée de séchage. En ce qui concerne la validation du modèle de simulation, nous avons testé le code de calcul en se basant sur des résultats de publications antérieures.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVE

Conclusion générale et perspective

Un code de calcul numérique du fonctionnement dynamique de la chaîne énergétique qui constitue l'ensemble capteur-séchoir a été développé dans ce travail. Ce code a été fondé sur un ensemble d'équations issues d'un modèle physique détaillé, dans lequel interviennent certaines caractéristiques thermophysiques propres au produit étudié, et utilisant le modèle de transfert de courbes x pour l'équation de la vitesse de séchage. Ce modèle de transfert est en effet le mieux adapté aux produits à longue période de vitesse de séchage constante. Le code tient compte en particulier :

- Du phénomène de rétrécissement volumique du produit en cours de séchage, phénomène négligé par la plupart des auteurs.
- Des variations des propriétés thermophysiques du produit en fonction de sa température et de son humidité absolue.
- Des pertes de chaleur à travers les parois latérales du séchoir.

Les courbes des isothermes de sorption de la figue ont été déterminées par le développement des points de mesures expérimentales de la teneur en eau d'équilibre d'adsorption de la figue, pour quatre températures, 15 °C, 30°C, 45 °C et 60°C. Nous avons choisi le modèle mathématique GAB (de Guggenheim - Anderson - de Boer) qui est identifié par lissage de ces points expérimentaux. Nous avons ainsi identifié les propriétés physiques du produit. Dans notre modélisation nous avons pris l'équation de la courbe de séchage élaboré par [Xanthopoulos, *et al.*, 2007].

Dans le modèle théorique nous avons introduit des formules tenant compte des différents paramètres affectés par le rétrécissement volumique du produit en cours de déshumidification. Le fait que ces paramètres dépendent des variables à déterminer, il nous a obligé à concevoir un algorithme de calcul sous forme itérative. Nous avons choisi la méthode de résolution numérique aux différences finies régressives pour résoudre les équations de conservation de chaleur et de masse, puis nous avons testé le code de calcul en se basant sur des résultats de publications antérieures.

A partir du code élaboré couplant les deux modèles numériques (capteur-séchoir) nous avons simulé le séchage de la figue dans des conditions aérothermiques diverses. Quant aux facteurs qui influencent la cinétique de séchage, on peut affirmer que la durée de séchage du produit dépend de plusieurs facteurs : la masse initiale du produit, sa teneur en eau initiale, la

température de séchage et le débit d'air asséchant. Pour une masse initiale du produit à sécher, les différents scénarios expérimentaux envisagés, en jouant sur les paramètres aérothermiques, ont permis de mettre en évidence leur influence sur la durée de séchage. Ces résultats permettent d'aborder dans des conditions réelles et optimales le séchage solaire convectif de la figue produite en grande quantité dans notre région.

Nous avons développé une meilleure compréhension des différents mécanismes évoluant avec le temps et l'humidité lors d'un processus de séchage. Après avoir posé les bases théoriques et numériques du séchage solaire à convection forcé en 1D, En perspectives de ce travail, on propose de :

- Passer à une résolution numérique des équations de conservation de chaleur et de masse développées (*cf. partie IV.2.2*) en 2D et éventuellement en 3D. il serait intéressant d'élargir le domaine d'application ;
- Caler le modèle par un ensemble des manipulations expérimentales ;
- Elargir le domaine d'application de notre modèle au cas d'autres produits dont on sait qu'ils subissent en cours de séchage, un rétrécissement volumique particulièrement important (il suffit d'introduire quelques paramètres propres au produit obtenus expérimentalement dans le programme) ;
- Développer une stratégie d'utilisation permettant de répondre au besoin potentiels :
 - Etude de groupement des capteurs plans en série et parallèle dans le but d'optimiser le fonctionnement de l'ensemble (le groupement en parallèle permettrait d'obtenir des températures plus élevées avec des grands débits) ;
 - Introduction dans la chaîne d'un procédé de stockage de la chaleur permettant d'éviter les interruptions nocturnes et lissant les variations climatiques.
- Coupler la chaîne énergétique (insolateur-séchoir) à la technologie DIC (détente instantanée contrôlée), elle a en plus les avantages de mieux répondre aux contraintes de la sécurité alimentaire à travers la décontamination d'une bonne adaptation à la cuisine moderne (préparation, rapide, facilité d'emploi) et de la possibilité d'une grande préservation du contenu nutritionnel. Ainsi l'utilisation de plus en plus large des produits déshydratés et texturés par DIC dans les plats préparés oblige les transformateurs à mieux maîtriser la qualité du produit final (goût, texture, couleur et

forme notamment), sans en négliger les dimensions de consommation énergétique et coût total.

- Compléter l'étude, par une étude économique du coût d'une telle opération, de la consommation énergétique et de l'impact environnemental..

Nous souhaitons enfin, que ce travail puisse contribuer à sensibiliser davantage les étudiants sur l'intérêt de séchage solaire, et que notre modeste travail trouvera sa place dans les laboratoires de notre université.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- Abene A., V. Dubois, M. Le Ray, A. Ouagued (2004). Study of a solar air flat plate collector: use of obstacles and application for the drying of grape. *Journal of Food Engineering* 65 15 – 22.
- Abene A., V. Dubois, A. Ouagued, M. Si-Youcef, M. Leray (2005). Etude expérimentale de capteurs solaires à air : le séchage de la figue. *Technologies Avancées* 17.
- Azzi A. (2008). Cours "Energie Solaire". *Université Abou-bekr Belkaid-Tlemcen Faculté des Sciences de l'Ingénieur Département de Génie Mécanique*.
- Ahmed-Zaïd, A. Moulla, A. Hantala, M. S. et Desmons; J.Y. (2001). Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air: Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng. *Rev. Energie Renouvelable* 4 : 69-78.
- Ahmed-Zaïd, A. (1999). Optimisation des capteurs solaires plans à air. Application au séchage de produits agricoles et de la pêche. *Thèse de doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Ambrésis*.
- Ahmed-Zaid A., H. Messaoudi, A. Abenne, M. Le Ray, J. Y. Desmons and B. Abed. (1999). Experimental study of thermal performance Improvement of a solar air flat plate collector Through the use of obstacles: application for the drying of &yellow onion'. *Int. J. Energy Res* 23: 1083-1099.
- Ahmed-Zaïd A., A. Moulla, M. S. Hantala et J.Y. Desmons (2001). Amélioration des Performances des Capteurs Solaires Plans à Air: Application au Séchage de l'Oignon Jaune et du Hareng. *Rev. Energ. Ren* 4 : 69-78
- Akbulut A. and A. Durmus (2009). Thin layer solar drying and mathematical modeling of mulberry. *Int. J. Energy Res* 33: 687-695.
- Akpinar E. and K., F. Koçyiğit (2009). Experimental investigation of thermal performance of solar air heater having different obstacles on absorber plates. *International Communications in Heat and Mass Transfer*.
- Albitar N. (2010). Etude comparative des procédés de séchage couplés à la texturation par Détente Instantanée Contrôlée DIC, en termes de cinétique et de qualité nutritionnelle. Applications à la valorisation des déchets agro-industriels. *Thèse de doctorat, Université de la Rochelle*.
- Amir H., G. Le Palec et M. Daguene (1987). Séchage superficiel d'un matériau poreux humide par convection forcée d'air chaud: couplage entre les équations de transfert dans le matériau et celles de la couche limite. *Int. J. Heat Mass Transfer* 30 (6): 1149-1158.
- Andriazafimahazo L. F., A. Rakotomahevitra, B. Ramamonjisoa et B. Zeghmati (2009). Modélisation de la vitesse de séchage du maïs. *Afrique Science* 05 (2): 173-183.
- Angélique L. (2002). Séchage. *Université de Liège – Haute Ecole Charlemagne – Faculté des Sciences Appliquées, Département de Chimie Appliquée, Laboratoire de Génie Chimique*.
- Aregba A.W. and J.-P. Nadeau (2007). Comparison of two non-equilibrium models for static grain deep-bed drying by numerical simulations. *Journal of Food Engineering* 78 : 1174-1187.
- Arnaud G. and J.-P. Fohr (1988). Slow drying simulation in thick granular products. *Int. J. Heat Mass Transfer* 31 (12): 2517-2526.

- Augustus Leon M., S. Kumar and S.C. Bhattacharya (2002). A comprehensive procedure for performance evaluation of solar food dryers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 6: 367-393.
- Bahloul N., N. Boudhrioua, M. Kouhila and N. Kechaou (2008). Etude du séchage solaire convectif de feuilles d'oliviers d'origine tunisienne Part 1: Drying kinetics and mathematical modelling of convective solar drying of olive leaves. *2ème séminaire maghrébin sur les sciences et technologies de séchage SMSTS2008*.
- Bahnasawy A.H. and M.E. Shenana (2004). A mathematical model of direct sun and solar drying of some fermented dairy products (Kishk). *Journal of Food Engineering* 61: 309-319.
- Bala, B.K. and J.L. Woods (1994). Simulation of the indirect natural convection solar drying of rough rice. *Solar Energy* 53 (3): 259-266.
- Basunia, M.A. and T. Abe (2001). Thin-layer solar drying characteristics of rough rice under natural Convection. *Journal of Food Engineering* 47: 295-301
- Belghit A., M. Belahmidi, A. Bennis, B. Boutaleb, S. Benet (1997). Etude numérique d'un séchoir solaire fonctionnant en convection forcée. *Rev Cén Therm* 36: 837-850.
- Belhamel M. et N. Benaouda, La filière séchage solaire, état actuel et perspectives de développement. *Centre de développement des énergies renouvelables CDER, Bouzaréah*.
- Benhamou A., A. Idlimam, A. Lamharrar, B. Benyoucef et M. Kouhila (2008). Diffusivité hydrique et cinétique de séchage solaire en convection forcée des feuilles de marjolaine. *Revue des Energies Renouvelables* 11 (1) : 75-85.
- Ben Mabrouk S., G. Arnaud, J-P Fohr and A, Belghith (1989). Etude du séchage en couche mince de produits agricoles. *JITH 89 Tome 2*.
- Bennamoun L., and A. Belhamri (2006). Numerical simulation of drying under variable external conditions: Application to solar drying of seedless grapes. *Journal of Food Engineering* 76: 179-187.
- Bennamoun L. and A. Belhamri (2008). Mathematical description of heat and mass transfer during deep bed drying: Effect of product shrinkage on bed porosity. *Applied Thermal Engineering* 28: 2236-2244.
- Ben Nasrallah S. et G. Arnaud (1989). Etude des transferts bidimensionnels de chaleur et de masse lors du séchage par convection naturelle d'une plaque poreuse verticale chauffée par un flux constant. *Int. J. Heat Mass Transfer* 32 (8) 1529-1539.
- Ben Nasrallah S. and P. Perre (1988). Detailed study of a model of heat and mass transfer during convective drying of porous media. *Int. J. Heat Mass Transfer* 31 (5): 957-967.
- Berruti F.M., M. Klaas, C. Briens and F. Berruti (2009). Model for convective drying of carrots for pyrolysis. *Journal of Food Engineering* 92: 196-201.
- Białobrzewski I. (2006). Simultaneous Heat and Mass Transfer in Shrinkable Apple Slab During Drying. *Drying Technology* 24: 551-559.
- Bossart L. (2006). Contribution à l'optimisation du séchage en lit fluidisé. *Thèse de doctorat, Université Libre de Bruxelles (ULB)*.

- Boubeghal, A., M. Benhammou et H. Moungar (2008). Conception et simulation numérique d'un séchoir solaire à convection Forcée : Application sur le séchage de piment. *2ème séminaire maghrébin sur les sciences et les technologies de séchage SMSTS2008*.
- Boulemtafes A. et D. Semmar (1999). Conception et Réalisation d'un Séchoir Solaire Indirect. *Rev. Energ. Ren. : Valorisation* 97-100.
- Bozkır O. (2006). Thin-layer drying and mathematical modeling for washed dry apricots. *Journal of Food Engineering* 77: 146-151.
- Capderou, M (1985). Atlas solaire de l'Algérie, Tome 01 modèle théorique, Office des publications universitaires, Alger.
- Chassériaux J.M. (1984). Conversion thermique du rayonnement solaire. *Paris [FRA] : Dunod*.
- Chen P. and David C. T. P. (1989). A mathematical model of drying processes. *Int. J. Heat Mass Transfer* 32 (2): 297-310.
- Chen X. D., S. X.Q. Lin and G. Chen (2002). On the ratio of heat to mass transfer coefficient for water evaporation and its impact upon drying modeling. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 45 : 4369 - 4372
- Chen X. D. and A. S. Mujumdar (2008). *Drying Technologies in Food Processing*. first edition Blackwell Publishing.
- Chian, J.R.C. (2006). Stratégies de séchage à haute température pour le bois à valeur ajoutée, *mémoire de maîtres sciences (M.SC.)*, Université Laval.
- Chiang W-C. and J. N. Petersen (1987). Experimental measurement of temperature and moisture profiles during apple drying. *drying technology* 5(1): 25-49.
- Chirarattananon S., C. Chinporncharoenpon and R. Chirarattananon (1988). A steady-State model for the forced convection solar cabinet dryer. *Solar Energy* 41 (4): 349-360.
- Choudhury, C.; Chauhan, P. M.; Garg, H. P (1995). Desing Curves for Conventional Solar Air Heaters. *Renewable Energy*, 6(7), 73-749.
- Courtois, F. (1991). Amélioration de la qualité agro-industrielle du maïs par la modélisation dynamique du séchage, thèse de doctorat. *Ecole Nationale Supérieure des Industries Agricoles et Alimentaires*
- Crause P., G. Bacon et S. Bories (1981). Etude fondamentale des transferts couples chaleur-masse en milieu poreux. *Int. J. Heat Mass Transfer* 24 (6): 991-1004.
- Daguenet M. (1985). Les Séchoirs solaires : théorie et pratique. *Unesco*.
- Desmorieux H. and N. Decaen (2005). Convective drying of spirulina in thin layer. *Journal of Food Engineering* 66: 497-503.
- Dessus B. & F. Pharabod, *L'Énergie solaire*, P.U.F., Paris, 1996.
- De Vries D. A. (1987). The theory of heat and moisture transfer in porous media revisited. *Int. J. Heat Mass Transfer* 30 (7): 1343-1350.

- Diamante, L.M. and P.A. MUNRO (1993). Mathematical modeling of the thin layer solar drying of sweet potato slices. *Solar Energy* 51 (4): 271-276.
- Dissa, A.O., H. Desmorieux, P.W. Savadogo, B.G. Segda, J. Koulidiati (2010). Shrinkage, porosity and density behaviour during convective drying of spirulina. *Journal of Food Engineering* 97: 410-418.
- Dolinskiy A. A., A. SH. Dorfman and B. V. Davydenko (1991). Conjugate heat and mass transfer in continuous processes of convective drying. *Int. J. Heat Mass Transfer* 34 (II): 2883-2889.
- Doymaz I. (2004). Effect of dipping treatment on air drying of plums. *Journal of Food Engineering* 64: 465-470.
- Doymaz I. (2005). Sun drying of figs: an experimental study. *Journal of Food Engineering* 71: 403-407.
- Doymaz, I. (2006). Drying kinetics of black grapes treated with different solutions. *Journal of Food Engineering* 76: 212-217.
- Dubey, O.P. and T.L. Pryor (1996). A user oriented simulation model for deep bed solar
- Duffie J.A., Beckman W. A., *Solar engineering of thermal processes*, John Wiley and Sons, New York, 1980.
- Ekechukwu O.V. and B. Norton (1999). Review of solar-energy drying systems II: an overview of solar drying technology. *Energy Conversion & Management* 40: 615-655
- Ekechukwua, O. V.; Norton, B. Review of solar-energy drying systems III (1999): low temperature air-heating solar collectors for crop drying applications. *Energy Conversion & Management*, 40, 657-667.
- El-Beltagy A. , G.R. Gamea, A.H. Amer Essa (2007). Solar drying characteristics of strawberry. *Journal of Food Engineering* 78: 456-464.
- El Hisse M. et M. Fournier (1988). Modélisation et simulation du fonctionnement d'un séchoir solaire Agroalimentaire. *Revue Phys. Appl* 23: 1161-1168.
- Fadhel, A., S. Kooli, A. Farhat, A. Bellghith (2005). Study of the solar drying of grapes by three different processes. *Desalination* 185: 535-541.
- Ferradji, A., Y. Goudjal et A.Malek (2008). Séchage du raisin de variété Sultanine par un séchoir solaire à convection forcée et un séchoir de type coquillage, *2ème séminaire maghrébin sur les sciences et technologies de séchage SMSTS2008*.
- Fohr J.-P. and A. R. Figueiredo (1987). agricultural solar air collectors: design and Performances. *Solar Energy* 38 (5) : 311-321.
- Fudholi A., K. Sopian, M.H. Ruslan, M.A. Alghoul and M.Y. Sulaiman (2010). Review of solar dryers for agricultural and marine products. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14: 1-30.
- Goyal R. K. and G. N. Tiwari (1997). Parametric study of a reverse flat plate absorber cabinet dryer: a new concept. *Solar Energy* 60 (1): 41-48.

- Grishin, A.M., A.N. Golovanov, L., Y. Kataeva and E.L. Loboda (2001). Problem of drying of a layer of combustible forest materials. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics* 74 (4)
- Guiné R. P. F., M. A. Ramos and M. Figueiredo (2006). Shrinkage characteristics and porosity of pears during drying. *Drying Technology* 24: 1525-1530.
- Hegazy A. A. (1999). Optimizing the thermohydraulic performance of flat-plate solar air heaters operating with fixed/variable pumping power. *Renewable Energy*, 18: 283-304.
- Hegazy, A. A. (2000). Optimum channel geometry for solar air heaters of conventional design and constant flow operation. *Energy Conversion & Management* 40 : 757-774.
- Hegazy, A. A. (2000). Comparative study of the performances of four photovoltaic/thermal Solar Air Collectors. *Energy Conversion & Management* 41 : 861-881.
- Hashemi G., D. Mowla, M. Kazemeini (2009). Moisture diffusivity and shrinkage of broad beans during bulk drying in an inert medium fluidized bed dryer assisted by dielectric heating. *Journal of Food Engineering* 92: 331-338.
- Hassini, L., K. Smida, S. Azzouz et A. Belghith (2003). Modélisation du séchage par l'air chaud de la pomme de terre. *2^{ème} Colloque des sciences et technologies de séchage* 157-164.
- Hassini, L., S. Azzouz, R. Peczalski and A. Belghith (2007). Estimation of potato moisture diffusivity from convective drying kinetics with correction for shrinkage. *Journal of Food Engineering* 79: 47-56.
- Helel D., N. Boukadida (2007). Transfert de chaleur et de masse dans un milieu poreux non saturé soumis à une convection forcée laminaire. *13^{èmes} Journées Internationales de Thermique*
- Hemis M., A. Bettahar (2008). Etude expérimentale du séchage en couche mince du blé Algérien Hadba03. *2^{ème} séminaire maghrébin sur les sciences et technologies de séchage SMSTS2008*.
- Hernandez J.A., G. Pavon and M.A. Garcõa (2000). Analytical solution of mass transfer equation considering shrinkage for modeling food-drying kinetics. *Journal of Food Engineering* 45: 1-10.
- Idlimam A., A. Lamharrar, C.S.E. Kane, S. Akkad et M. Kouhila (2007). Etude expérimentale de la cinétique de séchage de l'écorce de grenadine dans un séchoir partiellement solaire en convection forcée. *Revue des Energies Renouvelables CER'07 Oujda* 237-240.
- Ilic, M. and I.W. Turner (1989). Convective drying of a consolidated slab of wet porous material. *Int. J. Heat Mass Transfer* 32 (12): 2351-2362.
- Irudayaraj J., K. Haghighi and R. L. Stroshine (1992). Finite Element Analysis of Drying with Application to Cereal Grains. *J. agric. Engng Res* 53: 209-229
- Izadifar, M., O-D. Baik and C.J. Simonson (2006). Modeling of the packed bed drying of paddy rice using the local volume averaging (LVA) approach. *Food Research International* 39: 712-720.
- Jain D. and G.N. Tiwari (2004). Effect of greenhouse on crop drying under natural and forced convection I: Evaluation of convective mass transfer coefficient. *Energy Conversion and Management* 45 : 765–783.
- Jannot Y., A. Talla, J. Nganhou, and J-R Puiggali (2004). Modeling of banana convective drying by the drying characteristic curve (DCC) Method. *Drying Technology* 22 (8): 1949-1968.

- Janjai S., N. Lamlert, P. Intawee, B. Mahayothee, M. Haewsungcharern, B.K. Bala, J. Muller (2008). Finite element simulation of drying of mango. *Bio-Systems Engineering* 99: 523-531.
- Jannot Y. (2008). Isothermes de sorption : modèles et détermination.
- Katekawa M. E. and M. A. Silva (2007). On the Influence of Glass Transition on Shrinkage in Convective Drying of Fruits: A Case Study of Banana Drying. *Drying Technology* 25: 1659-1666.
- Kavak Akpinar E., C. Sarsilmaz and C. Yildiz (2004). Mathematical modelling of a thin layer drying of apricots in a solar energized rotary dryer. *Int. J. Energy Res* 28: 739-752.
- Kaya, A., O. Aydın, C. Demirtas and M. Akgün (2007). An experimental study on the drying kinetics of quince. *Desalination* 212: 328-343.
- Kaya A., O. Aydın and I. Dincer (2008). Experimental and numerical investigation of heat and mass transfer during drying of Hayward kiwi fruits (*Actinidia Deliciosa* Planch). *Journal of Food Engineering* 88: 323-330.
- Kaya A., O. Aydın and C. Demirtaş (2009). Experimental and theoretical analysis of drying carrots. *Desalination* 237: 285-295.
- Kiranoudis C. T., Z. B. Maroulis, E. Tsami & D. Marinos-Kouris (1993). Equilibrium Moisture Content and Heat of Desorption of Some Vegetables. *Journal of Food Engineering* 20: 55-74.
- Kiranoudis C. T., Z. B. Maroulis and D. Marinos-Kouris. Heat and mass transfer model building in drying with multiresponse data. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 38 (3): 463-480 (1995).
- Koç, B., I. Eren, F.K. Ertekin (2008). Modelling bulk density, porosity and shrinkage of quince during drying: The effect of drying method. *Journal of Food Engineering* 85: 340-349.
- Lahsasni S., M. Kouhila, M. Mahrouz (2004). Adsorption-desorption isotherms and heat of sorption of prickly pear fruit (*Opuntia ficus indica*). *Energy Conversion and Management* 45: 249-261.
- Lamnatou Chr., E. Papanicolaou, V. Belessiotis and N. Kyriakis (2009). Finite-volume modeling of heat and mass transfer during convective drying of porous bodies-Non-conjugate and conjugate formulations involving the aerodynamic effects. *Renewable Energy* 1-12.
- Lebedev P. D. (1961). Heat and mass transfer during the drying of moist materials. *Int. J. Heat Mass Transfer* 1: 294-301.
- Luikov A. V. (1966). Application of irreversible thermodynamics methods to investigation of heat and mass transfer. *Int. J. Heat Mass Transfer* 9: 139-152.
- Luikov A. V. (1975). Systems of differential equations of heat and mass transfer in capillary-porous bodies (review). *Int. J. Heat Mass Transfer* 18: 1-14.
- Luna-sanchez D. (2008). Modelisation et conception préliminaire d'un séchoir solaire pour bois de pin avec stockage d'énergie. *Thèse de doctorat, École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers*.
- Maroulis, Z.B., E. Tsami end D. Marinos-Kouris (1988). Application of the GAB Model to the Moisture sorption isotherms for dried fruits. *Journal of Food Engineering* 7 (1) : 63-1988.
- Maroulis Z. B., C. T. Kiranoudis and D. Marinos-Kouris (1995). Heat and Mass Transfer Modeling in Air Drying of Foods. *Journal of Food Engineering* 26: 113-130.

- Masmoudi W. and M. Prat (1991). Heat and mass transfer between a porous medium and a parallel external flow. Application to drying of capillary porous materials. *Int. J. Heat Mass Transfer* 34 (8): 1975-1989.
- Masmoudi, G., I. Hermassi, S. Azzouz et A. Belghith (2008). Caractérisation expérimentale du raisin sultanine : Cinétique de séchage et rhéologie. *2ème séminaire maghrébin sur les sciences et technologies de séchage SMSTS2008*.
- Matteoa M. D., L. Cinquantab, G. Galieroa and S. Crescitelli (2002). Physical pre-treatment of plums (*Prunus domestica*). Part 1. Modelling the kinetics of drying. *Food Chemistry* 79: 227-232.
- May B.K. and P. Perré (2002). The importance of considering exchange surface area reduction to exhibit a constant drying flux period in foodstuffs. *Journal of Food Engineering* 54 : 271–282.
- Medjoudj H. and Zidoune M. N. (2008). Etude du comportement au séchage de la carotte. *2ème séminaire maghrébin sur les sciences et technologies de séchage SMSTS2008*.
- Mefti A. et M.Y. Bouroubi (1999). Estimation et cartographie de la composante globale du rayonnement solaire. *Rev. Energ. Ren. : Valorisation* 219-224.
- Menges H. O. and C. Ertekin (2006). Mathematical modeling of thin layer drying of Golden apples. *Journal of Food Engineering* 77: 119-125.
- Mensi, R. (1988). Séchage du béton: analyse et modélisation. *Materials and Structures/Matériaux et Constructions* 21: 3-12.
- Mhimid A., S. Ben Nasrallah and J.P. Fohr (2000). Heat and mass transfer during drying of granular products simulation with convective and conductive boundary conditions. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 43: 2779-2791.
- Midilli, A. (2001). Determination of pistachio drying behaviour and conditions in a solar drying system. *Int. J. Energy Res.* 25: 715-725.
- Mihoubi D., F. Zagrouba, M. Ben Amor and A. Bellagi (2002). Drying of clay. I matériel caractéristiques. *Drying Technology* 20(2): 465-487.
- Mittal, M.K.; Varshney, L (2006). Optimal thermohydraulic performance of a wire mesh packed solar air heater. *Solar Energy*, 2006, 80, 1112–1120.
- Mixwe, C. and M. Marti (1982). Etude expérimentale du transfert simultané de chaleur et de masse au cours du séchage par contact sous vide d'un bois résineux. *Int. J. Heat Mass Transfer* 25 (12) : 1839-1848.
- Morissette, R. (2006). Modélisation et optimisation du séchage artificiel du foin en balles, *mémoire de maître es sciences (M.SC.)*, Université Laval.
- Moropoulou, A., M. Karoglou, A. Giakoumaki, M.K. Krokida, Z.B. Maroulis and G.D. Saravacos (2004). Drying kinetics of some building materials. *Drying 2004 – Proceedings of the 14th International Drying Symposium (IDS 2004)* A: 145-151
- Mourad, M., M. Hemati et C. Laguérie (1995). Séchage du maïs en lit fluidisé à flottation, I : étude expérimentale de la cinétique de séchage. *The Chemical Engineering Journal* 59: 221-228.

- Mourad, M., M. Hemati et C. Laguerie (1997). Séchage intermittent de maïs en lit fluidisé à flottation : étude expérimentale et modélisation. *Int. J. Heat Mass Transfer* 40 (5) 1109-1119.
- Mujumdar A. S. (2006). Handbook of Industrial Drying, Third Edition Editor(s). *National University of Singapore*.
- Movagharnjad K. and M. Nikzad (2007). Modeling of tomato drying using artificial neural network. *Computers and Electronics in Agriculture* 59: 78-85.
- Nabhani M. (2007). Application d'un modèle de transfert de masse et de chaleur au séchage à haute température : Détermination expérimentale des paramètres du modèle et sa validation. *Ph. D. Thesis, Université Laval*.
- Nadir N., B. Bouchekima, S. Boughali W. Belachi, R. Mahdadi et D. Mennouche (2008). La cinétique de séchage à convection forcée des tranches de tomate. *2ème séminaire maghrébin sur les sciences et technologies de séchage SMSTS2008*.
- Naghavi, Z., A. Moheb and S. Ziaei-rad (2010). Numerical simulation of rough rice drying in a deep-bed dryer using non-equilibrium model. *Energy Conversion and Management* 51: 258-264.
- Newman G. M., W. E. Price and L. A. Woolf (1996). Factors influencing the drying of prunes 1. Effects of temperature upon the kinetics of moisture loss during drying. *Food Chemistry* 57 (2): 241-244.
- Nitz M. and O. P. Taranto (2004). Drying of beans in a pulsed-fluid bed dryer – fluid-dynamics and the influence of temperature, airflow rate and frequency of pulsation on the drying rate. *Drying 2004 – Proceedings of the 14th International Drying Symposium (IDS 2004)* B: 836-843
- Njomo, D (2000). Unglazed selective absorber solar aircollector: Heat echange anaysis. *Heat and Mass Tranfer*, 36, 313-317.
- Noves, H. A. and J.I.F-G. Seco (1990). Solar drying of sawn lumber in Spain. *Holz als Roh-und Werkstoff* 48: 173-178.
- Ochoa M.R., A.G. Kessler, B.N. Pirone, C.A. Marquez and A. De Michelis (2007). Analysis of shrinkage phenomenon of whole sweet cherry fruits (*Prunus avium*) during convective dehydration with very simple models. *Journal of Food Engineering* 79: 657-661.
- Ong, K.S 1995. Thermal Performance of Solar Air Heaters: Mathematical Model and solution procedure. *Solar Energy*, 55(2) 93-109.
- Quartassi B. (2009). Etude numérique de la dynamique des transferts couplés au sein d'un milieu poreux. *Thèse de doctorat, Université Henri Poincaré Nancy I*.
- Ozisik M. N., B. K. Huang and M. Toksoy (1980). Solar grain drying. *Solar Energy* 24: 397-401.
- Queiroz M.R., S.A. Nebra (2001). Theoretical and experimental analysis of the drying kinetics of Bananas. *Journal of Food Engineering* 47: 127-132.
- Pandey R. N., S. K. Srivastava and M. D. Mikhailov (1999). Solutions of Luikov equations of heat and mass transfer in capillary porous bodies through matrix calculus: a new approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 31: 1538-1559.

- Parry J. L. (1985). Mathematical Modelling and Computer Simulation of Heat and Mass Transfer in Agricultural Grain Drying: A Review. *J. agric. Engng Res* 32: 1-29.
- Patil B. G. and G. T. WARD (1989). Simulation of solar air drying of rapeseed. *Solar Energy* 43 (5) 305-320.
- Ratti c. and A. S. Mujumdar (1997). Solar drying of foods: modeling and numerical simulation. *Solar Energy* 60 (3) 151-157.
- Pawar R. S., M. G. Takwale and V. G. Bhide (1993). Evaluation of the performance of the solar Air heater. *Energy Convers. Mgmt* 35 (8) : 699-708.
- Perré P. (2007). Multiscale aspects of heat and mass transfer during Drying. *Transp Porous Med.* 66: 59-76.
- Perré P. et A. Degiovanni (1990). Simulation par volumes finis des transferts couplés en milieux poreux anisotropes séchage du bois basse et haute température. *Int. J. Heat Mass Transfer* 33 (11): 2463-2478.
- Perrin B. et R. Javelas (1987). Transferts couplés de chaleur et de masse dans des matériaux consolidés utilisés en génie civil. *Int. J. Heat Mass Transfer* 30 (2): 297-309.
- Perry, R.H., D.W. Green et J.O. Maloney (1997). Perry's Chemical Engineers Handbook, seventh ed. McGraw-Hill, USA.
- Piccarolo P., Icaro (1998). Séchoir solaire à ventilation forcée pour aliments, Manuel pour la construction et l'utilisation. *Università di Torino – ITALIA*.
- Pinto, L.A.A. and S. Tobinaga (2006). Diffusive model with shrinkage in the thin-layer drying of fish muscles. *Drying Technology* 24: 509–516.
- Plumb O. A., G. A. Spolek and B. A. Olmstead (1985). Heat and mass transfer in wood during drying. *Int. J. Heat Mass Transfer* 28 (9) 1669-1678.
- Ramos I. N., T. R. S. Brandao and C. L. M. Silva (2005). Integrated approach on solar drying, pilot convective drying and microstructural changes. *Journal of Food Engineering* 67: 195-203.
- Ramos, I.N., J.M.R. Miranda, T.R.S. Brandao and Cristina L.M. Silva (2009). Estimation of water diffusivity parameters on grape dynamic drying. *Journal of Food Engineering*.
- Rémond, R. (2004). Approche déterministe du séchage des avivés de Résineux de fortes épaisseurs pour proposer Des conduites industrielles adaptées, *thèse de doctorat, école nationale du génie rural, des eaux et des forêts, centre de nancy*.
- Rodriguez, J. (2006). Déshydratation par effet de serre d'un produit emballé dans un film polymère perméable aux molécules d'eau : Approche expérimentale et de modélisation, *thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Centre de Bordeaux*.
- Ruiz-López I.I., C.E. Martínez-Sánchez, R. Cobos-Vivaldo and E. Herman-Lara (2008). Mathematical modeling and simulation of batch drying of foods in fixed beds with airflow reversal. *Journal of Food Engineering* 89 : 310–318

- Sabarez H. T. and W. E. Price (1999). A diffusion model for prune dehydration. *Journal of Food Engineering* 42: 167-172.
- Sabarez H., W. E. Price, P. J. Back and L. A. Woolf (1997). Modelling the kinetics of drying of d'Agen plums (*prunus domestica*). *Food Chemistry* 60 (3) 371-382.
- Salagnac P., P. Glouannec, D. Lecharpentier (2004). Numerical modeling of heat and mass transfer in porous medium during combined hot air, infrared and microwaves drying. *Int. J. Heat and Mass Transfer* 47: 4479-4489
- Salazar G. E. C. (2006). Modélisation du séchage d'un milieu poreux saturé déformable : prise en compte de la pression du liquide. *Thèse de doctorat, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers Centre de Bordeaux*.
- Sharma A., C.R. Chen and Nguyen Vu Lan (2009). Solar-energy drying systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13: 1185-1210.
- Sharma A., C.R. Chen, Nguyen Vu Lan (2009). Solar-energy drying systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 13: 1185-1210.
- Shulyak V. A. and L. A. Izotova (2009). Shrinkage Kinetics during Convective Drying of Selected Berries. *Drying Technology* 27: 495-501.
- Simate I.N. (2003). Optimization of mixed-mode and indirect-mode natural convection solar dryers. *Renewable Energy* 28: 435-453.
- Slim, R. (2007). Etude et conception d'un procédé de séchage combiné de boues de stations d'épuration par énergie solaire et pompe à chaleur, *thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris*.
- Sotehi N., A. Chaker (2005). Etude des transferts de chaleur et de masse lors du séchage convectif d'une plaque de terre cuite. *12èmes Journées Internationales de Thermique*.
- Sousa, L.H.C.D., Alexandre. S., V.R. Perri, O.C.M. Lima, N.C. Pereira and E.S. Mendes (2004). Generalization of the drying curves in convective and conductive/convective textile fabric drying. *Drying 2004 – Proceedings of the 14th International Drying Symposium (IDS 2004) A*: 710-717.
- Srivastava V.K. and J. John (2002). Deep bed grain drying modeling. *Energy Conversion and Management* 43: 1689-1708.
- Stamatios J. B. and V. G. Belessiotis (2004). Influence of the drying conditions on the drying constants and moisture diffusivity during the thin-layer drying of figs. *Journal of Food Engineering* 65: 449-458.
- Takeo S., Saitoh. and Hamdy H. El-Ghetany (2002). A pilot solar water disinfecting system: performance analysis and testing. *Solar Energy* 72 (3) : 261-269.
- Takeo S.S. and Hamdy H. El-ghetany (2002). A pilot solar water disinfecting system: performance analysis and testing, *Solar Energy* Vol. 72, No. 3, pp. 261-269.
- Talla A., Y. Jannot, C. Kapseu, J. Nganhou (2001). Etude expérimentale et modélisation de la cinétique de séchage de fruit tropicaux : Application à la banane et à la mangue. *Science des Aliments* 21: 499-518.

- Talla A., J-R. Puiggali, W. Jomaa, Y. Jannot (2004). Shrinkage and density evolution during drying of tropical fruits: application to banana. *Journal of Food Engineering* 64: 103-109.
- Tasirin S.M., S.K. Kamarudin, K. Jaafar and K.F. Lee (2007). The drying kinetics of bird's chillies in a fluidized bed dryer. *Journal of Food Engineering* 79: 695-705.
- Techasena O., A. Lebert and J. J. Bimbenet (1992). Simulation of Deep Bed Drying of Carrots. *Journal of Food Engineering* 16: 267-281.
- Thorpe G. R. and S. Whitaker (1992). Local mass and Thermal equilibria in ventilated grain bulks. Part I: The development of heat and mass conservation equations. *J. stored Prod. Res* 28 (I): 15-27.
- Thorpe G. R. and S. Whitaker (1992). Local mass and thermal equilibria in ventilated grain bulks. Part II: The development of constraints. *J. stored Prod. Res.* Vol. 28, No. I, pp. 29-54,
- Togrul I. T. and D. Pehlivan (2002). Mathematical modeling of solar drying of apricots in thin layers. *Journal of Food Engineering* 55: 209-216.
- Togrul I. T., D. Pehlivan (2004). Modelling of thin layer drying kinetics of some fruits under open-air sun drying process. *Journal of Food Engineering* 65: 413-425.
- Touati B. (2008) Etude théorique et expérimentale du séchage solaire des feuilles de la menthe verte (*mentha viridis*). *Thèse de doctorat, L'Institut National des Sciences Appliquées de Lyon Ecole Doctorale M.E.G.A (I.N.S.A. de Lyon) Et Université Abou-Bekr Belkaid – Tlemcen.*
- Toujani M., L. Hassini, S. Azzouz et A. Belghith (2008). Etude expérimentale et modélisation empirique du séchage convectif d'une monocouche de morceaux de pomme. *2ème séminaire maghrébin sur les sciences et technologies de séchage SMSTS2008.*
- Tripathy, P.P. and S. Kumar (2009). Modeling of heat transfer and energy analysis of potato slices and cylinders during solar drying. *Applied Thermal Engineering* 29: 884-891.
- Vagenas G.K., D. Marinos-Kouris, G.D. Saravacos (1990). An analysis of mass transfer in air-drying of foods. *drying technology* 8 (2): 323-342
- Van Meel D. A. (1958). Adiabatic convection batch drying with recirculation of air. *Chemical Engineering Science* 9: 36-44.
- Vasseur, J. (2008). Séchage : principes et calcul d'appareils Séchage convectif par air chaud (partie 1), [J2 451] (INSA de Lyon).
- Wang Z. H. and G. Chen (1999). Heat and mass transfer in fixed-bed drying. *Chemical Engineering Science* 54: 4233-4243.
- Weitz D. A., E. A. Luque and R. D. Piacentini (1990). Solar drying simulation of prunes arranged in thin layers. *Drying Technology* 8(2): 287-303.
- Xanthopoulos G., N. Oikonomou and G. Lambrinos (2007). Applicability of a single-layer drying model to predict the drying rate of whole figs. *Journal of Food Engineering* 81: 553-559.
- Xanthopoulos G., S. Yanniotis and G. Lambrinos (2010). Study of the drying behaviour in peeled and unpeeled whole figs. *Journal of Food Engineering* 97: 419-424.

- Xanthopoulos G., S. Yanniotis and G. Lambrinos (2009). Water Diffusivity and Drying Kinetics of Air Drying of Figs. *Drying Technology* 27: 502-512.
- Xiao H-W., C-L. Pang, L-H. Wang, J-W. Bai, W-X. Yang and Z-J. Gao (2009). Drying kinetics and quality of Monukka seedless grapes dried in an air-impingement jet dryer. *Bio systems engineering* 1-8.
- Youcef-Ali, S. (2001). Etude numérique et expérimentale des séchoirs solaires indirects à convection forcée : Application à la pomme de terre. *Thèse de doctorat, Université de Valenciennes et du Hainaut-Ambrésis*.
- Youcef-Ali, S., H. Messaoudi, J.Y. Desmons, A. Abene and M. Le Ray (2001). Determination of the average coefficient of internal moisture transfer during the drying of a thin bed of potato slices. *Journal of Food Engineering* 48: 95-101.
- Youcef-Ali, S., N. Moumami, J. Y. Desmons, A. Abene, H. Messaoudi and M. Le Ray (2001), Numerical and experimental study in forced convection, *International Journal of Energy Research*. 52: 537-553.
- Youcef-Ali S. and J. Y. Desmons (2005). Simulation of a new concept of an indirect solar dryer equipped with offset rectangular plate fin absorber-plate. *Int. J. Energy Res* 29: 317–334
- Youcef-Ali S. (2005). Study and optimization of the thermal performances of the offset rectangular plate fin absorber plates, with various glazing. *Renewable Energy* 30: 271–280.
- Youcef-Ali, S. et J.Y. Desmons (2006). Numerical and experimental study of a solar equipped with offset rectangular plate fin absorber plate. *Renewable Energy* 31 : 2063–2075.
- Youcef-Ali, S. et N. Moumami (2008). Etude expérimentale des séchoirs solaires à plusieurs claies. *2ème séminaire maghrébin sur les sciences et technologies de séchage SMSTS2008*.
- Yun Wu (1991). Effect of pressure on heat and mass transfer in starch based food systems. *Ph. D. Thesis, University of Saskatchewan*.
- Younsi R. (2002). Simulation numérique du transfert de chaleur et de masse en milieux fluides et poreux. *Thèse de doctorat, Université des Sciences et de la Technologie Houari Boumediene*.
- Younsi R., D. Kocaefe, S. Poncsak and Y. Kocaefe (2007). Computational modelling of heat and mass transfer during the high-temperature heat treatment of wood. *Applied Thermal Engineering* 27: 1424-1431.
- Zangiabadi, B., M. Ameri and M.M. Mahmoudabadi (2007). Experimental study of pistachio drying behavior in a mixed-mode pv operated forced convection solar dryer. *Proceedings of ISES Solar World Congress*.
- Zare D. and G. Chen (2009). Evaluation of a simulation model in predicting the drying parameters for deep-bed paddy drying. *Computers and Electronics in Agriculture* 68: 78-87.

ANNEXE

ANNEXE A

CARACTERISTIQUES HYGROMETRIQUES ET PROPRIETE THERMOPHYSIQUE DE L'AIR ASSECHANT

Le degré hygrométrique de l'air, qui peut être représenté sur le diagramme psychrométrique, a besoin d'être calculé tout le long du parcours de ce fluide, au cours du processus de séchage solaire, en utilisant les corrélations empiriques suivantes [Chen et Mujumdar, 2008]:

- Humidité relative d'air de séchage φ_{fs} :

$$\varphi_{fs} = \frac{101000 \cdot W_{fs}}{(0.622 + W_{fs})P_{v,sat,T_{fs}}}$$

$$0 < \varphi_{fs} < 1$$

- La pression de vapeur d'eau saturante dans l'air ambiante et l'air de séchage $P_{v,sat,T_{amb}}$ et $P_{v,sat,T_{fs}}$ en [Pa] :

$$P_{v,sat,T_{amb}} = \exp \left[17.443 - \left(\frac{2795}{T_{amb}} \right) \right] - 3.868 \log_{10} \left(\frac{T_{amb}}{273.16} \right)$$

$$P_{v,sat,T_{fs}} = \exp \left[17.443 - \left(\frac{2795}{T_{fs}} \right) \right] - 3.868 \log_{10} \left(\frac{T_{fs}}{273.16} \right)$$

- Le rapport d'humidité W_{fs} en [kg eau/kg as]:

$$W_{fs} = \frac{0.622 \varphi_{amb} P_{v,sat,T_{amb}}}{101000 - \varphi_{amb} P_{v,sat,T_{amb}}}$$

Les propriétés thermophysiques de l'air s'écrivent comme suit :

- La conductivité thermique λ_{fs} (plage de température $250 \leq T_{fs} \leq 1050 \text{ K}$)

$$\lambda_{fs} = \sum A(N) \cdot T_{fs}^N$$

Où :

$$A(0) = 2,276501 \cdot 10^{-3}$$

$$A(1) = 1,2598485 \cdot 10^{-4}$$

$$A(2) = -1,4815235 \cdot 10^{-7}$$

$$A(3) = 1,73550646 \cdot 10^{-10}$$

$$A(4) = 1,0666657 \cdot 10^{-13}$$

$$A(5) = 2,47663035 \cdot 10^{-17}$$

- La viscosité dynamique μ_{fs} (plage de température $250 \leq T_{fs} \leq 600 \text{ K}$)

$$\mu_{fs} = \sum B(N).T_{fs}^N$$

Où :

$$B(0) = -9,8601.10^{-1}$$

$$B(1) = 9,080125.10^{-2}$$

$$B(2) = -1,17635575.10^{-4}$$

$$B(3) = 1,2349703.10^{-7}$$

$$B(4) = 5,7971299.10^{-11}$$

- La capacité calorifique Cp_{fs}

$$Cp_{fs} = \sum C(N).T_{fs}^N$$

Où :

$$C(0) = 0,103409.10^{+1}$$

$$C(1) = -0,2848870.10^{-3}$$

$$C(2) = 0,7816818.10^{-6}$$

$$C(3) = -0,4970786.10^{-9}$$

$$C(4) = 0,1077024.10^{-12}$$

- La masse volumique ρ_{fs}

$$\rho_{fs} = 1,1774 - 0,00359(T_{fs} - 27)$$

- La viscosité cinématique ν_{fs}

$$\nu_{fs} = \frac{\mu_{fs}}{\rho_{fs}}$$

ANNEXE B

LA FRACTION DU RAYONNEMENT SOLAIRE ABSORBÉE PAR LE CAPTEUR SOLAIRE

Le calcul des performances des capteurs solaires nécessite la connaissance du flux solaire incident en fonction du temps, c'est-à-dire en fonction de la position du soleil par rapport à la terre.

A-B.1 Mouvements de la terre

La terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles. Le plan perpendiculaire à l'axe des pôles et passant par le centre de la terre est appelé l'*équateur*. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique : l'équateur et l'écliptique font entre eux un angle appelé *inclinaison* et qui vaut $23^{\circ}27'$. Les mouvements de la Terre autour de son axe et autour du soleil sont schématisés sur la *figure A-B.1*.

On appelle *déclinaison* δ l'angle formé par la direction du Soleil avec le plan équatorial. Elle varie au cours de l'année entre $-23,45^{\circ}$ et $+23,45^{\circ}$. Elle est nulle aux équinoxes (21 mars et 21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin) et minimale au solstice d'hiver (21 décembre).

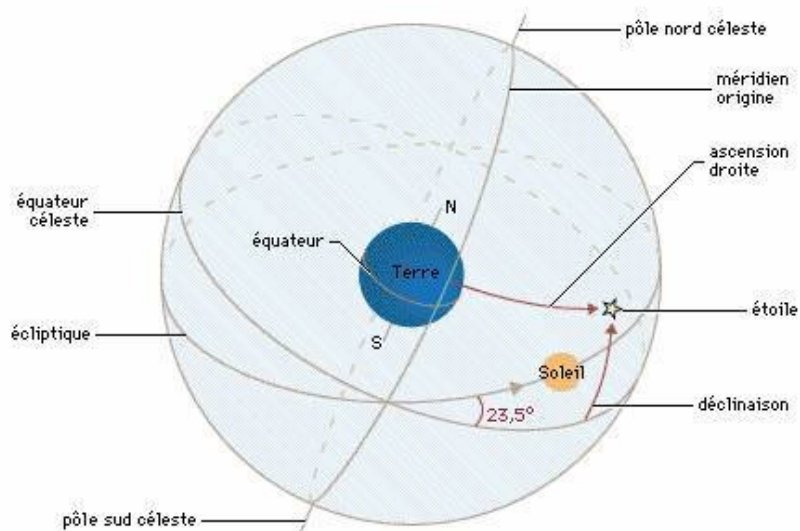


Figure A-B.1: la sphère céleste.

Latitude et longitude : un point sur la surface de la terre est repéré par deux coordonnées angulaires :

- **Latitude ϕ** : la latitude d'un lieu donné est l'angle formé par la verticale de ce lieu avec le plan de l'équateur. Exprimée en degrés, elle est comptée de 0° à 90° à partir de l'équateur vers les pôles, positivement vers le nord et négativement vers le sud (*Figure A-B.2*).
- **Longitude L** : la longitude d'un lieu donné correspond à l'angle formé par le méridien de ce lieu avec le méridien d'origine (méridien de Greenwich). À partir de cette origine, elle varie entre 0° et 180° , positivement vers l'ouest et négativement vers l'est.

Le signe (+) ou le signe (-) interviennent dans la détermination du temps solaire vrai.

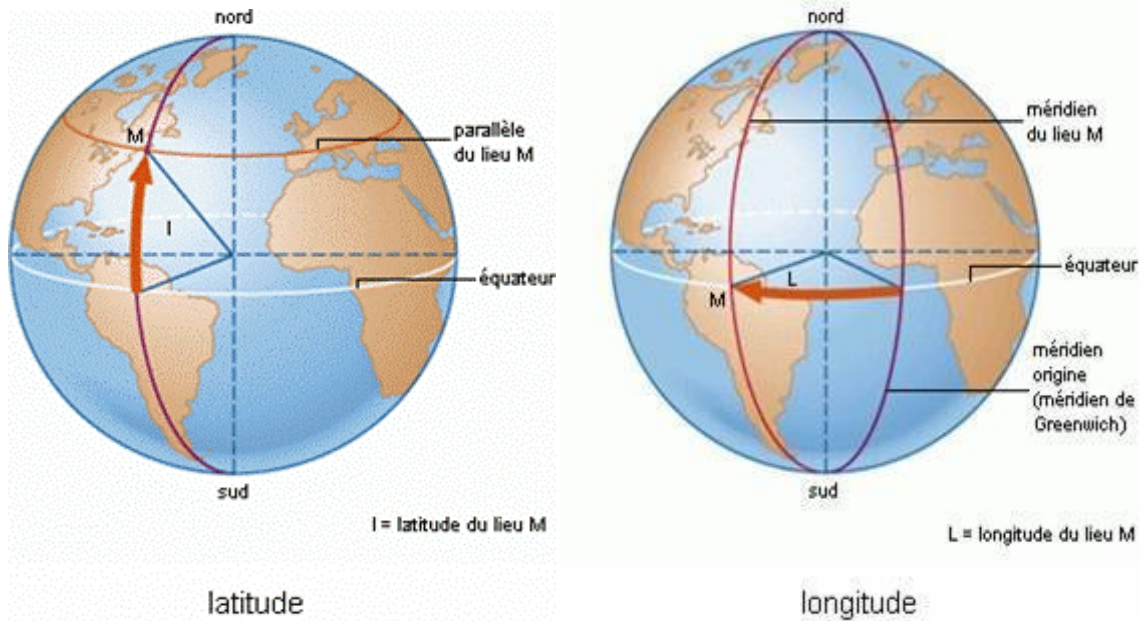


Figure A-B.2 : Latitude et longitude de la terre.

A-B.2 Mouvement apparent du Soleil.

La position du soleil en un lieu, à une date et un instant quelconque dépend de deux angles :

- **Azimut γ** : c'est l'angle que fait la direction de la projection du Soleil sur le plan horizontal avec la direction Sud, cet angle étant orienté positivement vers l'ouest.
- **Hauteur du Soleil h** : c'est l'angle que fait la direction du Soleil avec sa projection sur un plan horizontal.

Ces deux angles sont représentés sur la figure A-B.3.

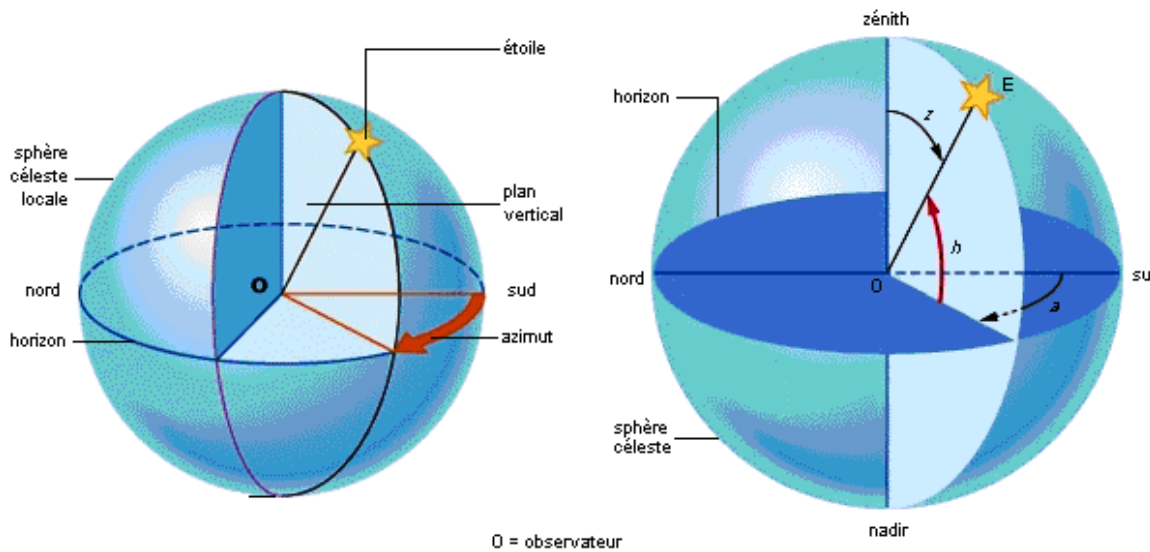


Figure A-B.3.: Repérage de la position du Soleil.

A-B.3 Rayonnement global reçu par une surface inclinée

La surface se trouve à la latitude ϕ , elle fait un angle β avec le plan horizontal et est orientée d'un angle γ par rapport au sud (*Figure A-B.4*).

Dans la référence Atlas solaire d'Algérie, on a la possibilité de tirer les données horaires de :

- Rayonnement global G^* parvenant sur une surface horizontale.
- Rayonnement diffus D^* sur une surface horizontale.

Où le rayonnement direct S^* sur une surface horizontale est calculé comme suite :

$$S^* = G^* - D^* \quad (A - B.1)$$

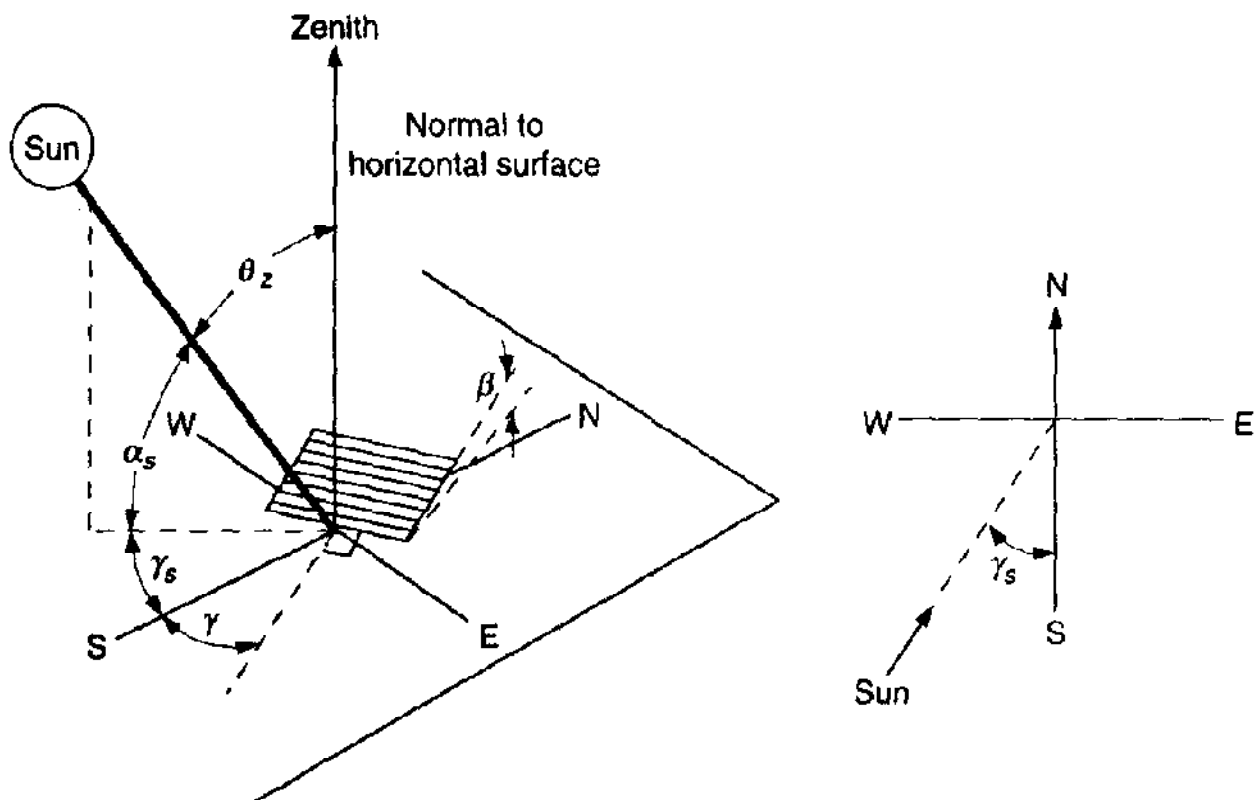


Figure A-B.4: Représentation des paramètres astronomiques.

Et pour connaître le rayonnement solaire global Φ_g arrivant sur une surface d'inclinaison β , il suffit de remplacer les valeurs tirées à partir de l'Atlas solaire d'Algérie dans l'équation rapporté dans [Duffie et al, 1980], elle s'écrit :

$$\Phi_g = R_b S^* + R_{ac} D^* + R_{ds} G^* \quad (A - B.2)$$

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\sin h} \quad (A - B.3)$$

$$\sin h = \sin \phi \sin \delta + \cos \phi \cos \delta \cos \omega \quad (A - B.4)$$

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \quad (A - B.5)$$

Le capteur solaire tourne au tour d'un axe vertical de façon à suivre le soleil pour minimiser l'effet de miroir au maximum $\gamma = \gamma_s$, dans ce cas l'équation (A - B. 5) sera simplifiée comme suit :

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \sin \beta \cos(\gamma_s - \gamma) \quad (A - B.6)$$

$$\cos \theta = \cos \theta_z \cos \beta + \sin \theta_z \sin \beta \quad (A - B.7)$$

Avec :

$$\theta_z = 90^\circ - h \quad (A - B.8)$$

$$\delta = 23,45 \cdot \sin[0,98 \cdot (j + 284)] \quad (A - B.9)$$

$$\omega = 15 \cdot (TS - 12) \quad (A - B.10)$$

$$TS = TL(L_{réf} - L_{lieu}) + \frac{ET}{60} + C \quad (A - B.11)$$

$$ET = [0,0002 - 0,4797 \cdot \cos(\omega'j) + 3,2265 \cdot \cos(2 \cdot \omega'j) + 0,0903 \cos(3 \cdot \omega'j) + 7,3509 \cdot \sin(\omega'j) + 9,3912 \cdot \sin(2 \cdot \omega'j) + 0,3361 \cdot \sin(3 \cdot \omega'j)] \quad (A - B.12)$$

Où:

θ	: angle d'incidence	°
h	: hauteur de soleil	°
δ	: déclinaison de la terre	°
ω	: angle horaire	°
γ	: azimut de la surface $-180^\circ \leq \gamma \leq 180^\circ \rightarrow \gamma$ est (-) vers l'Est	°
β	: inclinaison de l'insolateur par rapport au plan horizontal	°
ϕ	: latitude du lieu	°
J	: numéro de jour de l'année	-
ET	: équation du temps (terme correctif)	mn
TS	: temps solaire $TS = 12 h$ lorsque $h = max$	h
TL	: temps légal (celui des horloges), en Algérie $TL = GMT + 1$	h
$L_{réf}$: longitude servant de référence, en Algérie $L_{réf} = 0^\circ$	°
L_{lieu}	: longitude du lieu (ou se trouve l'observateur), positive à l'Est du méridien Greenwich, négative à l'Ouest.	°
C	: Correction sur le temps légal ; pour l'Algérie $C = -1$ donc : pour le cas de l'Algérie, l'équation (A - B. 11) sera comme suite : $TS = TL + (1/15) \cdot L_{lieu} + \frac{ET}{60} - 1$	-

Si on suppose que le rayonnement diffus est isotrope, les coefficients R_{dc} et R_{ds} Sont donnés comme suit :

$$R_{dc} \cong \frac{(1 + \cos\beta)}{2} \quad (A - B. 13)$$

$$R_{dc} \cong \rho \cdot \frac{(1 - \cos\beta)}{2} \quad (A - B. 14)$$

Où:

ρ	: albédo du sol avoisinant	-
G_t	: fraction de rayonnement total sur une surface inclinée	W/m^2
S^*	: éclairement direct sur le plan horizontal	W/m^2
D^*	: éclairement diffus sur le plan horizontal	W/m^2
G^*	: éclairement Global sur le plan horizontal	W/m^2