

UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



GM.0067

ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

(Centre de Thiès)

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

(En vue d'obtention du Diplôme d'Ingénieur de Conception)

TITRE :

***Modélisation d'un tunnel de séchage industriel alimenté par
un refroidisseur de liquide à absorption fonctionnant
avec des capteurs solaires sous vide***

Présenté et soutenu par : Serigne Mapenda KEBE

Moussa NDIAYE

Professeurs Encadreur : Monsieur Banda NDOYE

Mamadou SARR

Année académique : 2001 / 2002

UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP DE DAKAR



ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE

(Centre de Thiès)

DEPARTEMENT GENIE MECANIQUE

PROJET DE FIN D'ETUDES

(En vue d'obtention du Diplôme d'Ingénieur de Conception)

titre :

*Modélisation d'un tunnel de séchage industriel alimenté par
un refroidisseur de liquide à absorption fonctionnant
avec des capteurs solaires sous vide*

Présenté et soutenu par : *Serigne Mapenda KEBE*

Moussa NDIAYE

Professeurs Encadreur : *Monsieur Banda NDOYE*

Mamadou SARR

Année académique : 2001 / 2002

DEDICACES

Par le tout Puissant, nous dédions ce travail par le guide
“ Tabernacle ” des cieux et de la terre ; le détenteur des
connaissances ainsi que son Prophète Mohamed (PSL).

A mon père

A mon défunt père

A ma mère

A ma mère

A mes frères

A mes frères

A mes sœurs

A mes sœurs

A mes amis

A mes amis

S Mapenda KEBE

Moussa N' DIAYE

REMERCIEMENTS

Il nous est particulièrement offert, à travers cette page, l'occasion d'adresser nos plus profonds remerciements à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réussite de ce projet notamment à :

- Monsieur Mamadou SARR pour sa disponibilité et surtout pour les conseils et rectificatifs qu'il a toujours apportés à notre travail.
- Monsieur Banda NDOYE de nous avoir donné la chance de travailler sur un sujet d'une si grande richesse.
- Monsieur Paul DEMBA pour sa compréhension et son aide à trouver de la documentation.
- tous les professeurs pour la qualité de leurs enseignements.
- tous les élèves de l'Ecole Supérieure Polytechnique centre de Thiès, particulièrement à mes camarades de promotion pour l'entente et la solidarité qui règne dans la classe.

SOMMAIRE

L'aboutissement de ce projet est rendu possible grâce à une forte documentation et de solides connaissances théoriques et pratiques s'appuyant essentiellement sur la qualité des notes de cours et des enseignements reçus durant ces cinq dernières années de formation en électromécanique d'une manière générale.

Le présent rapport sanctionne le travail accompli dans le cadre du Projet de Fin d'études intitulé "Modélisation d'un tunnel de séchage industriel alimenté par un refroidisseur de liquide à absorption fonctionnant avec des capteurs solaires sous vide". Son objectif est de contribuer à développer un outil de prévision et de gestion de la production d'une unité de séchage industriel fonctionnant selon le procédé breveté "High Efficiency Solar Drier".

Dans ce projet, le modèle mathématique est utilisé pour caractériser les phénomènes de transfert d'énergie et de masse à travers le tunnel de séchage. Après avoir établi les équations traduisant ces différents échanges, une méthode de résolution s'appuyant sur un programme est utilisée pour aboutir aux résultats. Ensuite, la simulation et l'interprétation des résultats obtenus permettent de définir les conditions optimales pour enfin tirer des conclusions intéressantes et proposer de recommandations.

TABLE DES MATIERES

- Page titre i
- Dédicaces ii
- Remerciements iii
- Sommaire 1
- Table des matières 2
- Liste des annexes 5
- Liste des figures 6
- Liste des tableaux 7
- Nomenclature 8

INTRODUCTION : 10

CHAPITRE 1 : Description et modélisation du tunnel de séchage 13

1.1 Description du tunnel de séchage 14

1.2 Modélisation du tunnel de séchage 16

1.2.1 Hypothèses de calcul 16

1.2.2 Bilans thermiques 22

1.2.3 Bilan massique 27

CHAPITRE II : Discrétisation résolution des équations et détermination

des valeurs des paramètres	30
2.1 Discrétisation des équations	31
2.1.1 Bilans thermiques discrétisés.	31
2.1.2 Bilan massique discrétisé.	32
2.2 Détermination des valeurs des paramètres.	33
2.2.1 Caractéristiques du tunnel de séchage	33
2.2.2 Coefficients de transfert de chaleur.	34
2.2.2.1 Transfert thermique par conduction	35
2.2.2.2 Transfert thermique par rayonnement.	36
2.2.2.3 Transfert thermique par convection.	37
2.2.3 Chaleur latente massique de vaporisation.	41
2.2.4 Température de l'air ambiant.	43
2.2.5 Température équivalente de la voûte céleste.	44
2.2.6 Température et humidité du mélange.	45
2.3 Méthode de résolution des équations.	46

CHAPITRE III : Simulation du fonctionnement du tunnel de séchage et interprétation des résultats. 49

 3.1 Hypothèses 50

 3.2 Effet du débit massique de l'air asséchant50

 3.3 Effet de la température de séchage54

 3.4 Effet de la masse du produit à sécher56

 3.5 Interprétation des résultats.57

CHAPITRE IV : Efficacité énergétique et environnementale du système. 59

 4.1 Efficacité énergétique. 60

 4.2 Efficacité environnementale. 64

CONCLUSION GENERALE :66

Références bibliographiques.68

Annexes71

LISTE DES ANNEXES

Annexe A : Tableaux de quelques résultats.

Annexe B : Caractéristiques de l'air humide.

Annexe C : Corrélations en convection forcée.

Annexe D : Corrélations en convection naturelle interne.

Annexe E : Corrélations en convection naturelle externe.

Annexe F : Quelques tableaux importants.

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1.1 : Représentation schématique du tunnel de séchage.

Figure 1.2.1-1 : Représentation schématique de la tranche n° i dans le tunnel de séchage.

Figure 1.2.1-2 : Réseau électrique équivalent.

Figure 1.2.1-3 : Echanges thermiques dans une section des tranches de mangues.

Figure 3.2-1 : Variation de la durée de séchage t_{sc} (heures) en fonction du débit massique \dot{m}_A de l'air asséchant. La température de séchage T_A est de 65 °C.

Figure 3.2-2 : Evolution de l'humidité absolue hu_X^a (kgeau / kgas) des tranches de mangues pour différentes valeurs du débit massique \dot{m}_A (kg / s) de l'air asséchant.

Figure 3.3-1 : Variation de la durée de séchage t_{sc} (°C) en fonction de la température T (°C) de séchage.

Figure 3.3-2 : Evolution de l'humidité des mangues au cours du séchage pour différentes valeurs de la température T de séchage.

Figure 3.4-1 : Evolution de la température T_x (°C) des tranches de mangues au cours du séchage pour différentes valeurs de la masse des mangues m_x (kg).

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.2.2-1 : Les trois modes d'échanges de chaleur et les milieux en présence.

Tableau 3.2-1 : Quelques valeurs de la température de l'air asséchant T_A (°C) et celles des tranches de mangues T_X (°C) en fonction du débit massique \dot{m}_A (kg / s) de l'air asséchant.

Tableaux annexe A : Tableaux de quelques résultats.

- ❖ Variation de la durée de séchage en fonction du débit massique de l'air asséchant.
- ❖ Evolution de l'humidité absolue des tranches de mangues au cours du séchage pour différentes valeurs du débit massique de l'air asséchant.
- ❖ Variation de la durée de séchage en fonction de la température de séchage.
- ❖ Evolution de l'humidité des tranches de mangues au cours du séchage pour différentes valeurs de la température de consigne de séchage.

Tableaux annexe E : Corrélations en convection forcée externe.

Tableaux annexe F : Contraintes des produits.

NOMENCLATURE

Lettres latines

- C_p** : chaleur spécifique à pression constante (J / kg .K).
- C_v** : concentration de la vapeur d'eau (kg / kgas).
- D** : diamètre hydraulique du milieu considéré (m).
- Dec** : décalage entre le moment où le maximum de la température ambiante est atteint et celui correspondant au maximum de l'ensoleillement (12 h TSV).
- dz** : pas d'espace dans la direction de l'écoulement (m).
- e** : épaisseur (m).
- g** : accélération de la pesanteur (m / s²).
- Gr** : nombre de Grashof.
- h_c** : coefficient d'échange convectif (W / m² .K).
- h_v** : coefficient d'échange thermique par conduction (W / m² .K).
- h_r** : coefficient d'échange thermique radiatif (W / m² .K).
- hu^a** : humidité du milieu (kg).
- L** : longueur (m).
- L_v** : chaleur latente massique de vaporisation (J/kg).
- m** : masse (kg).
- Nu** : nombre adimensionnel de Nusselt.

- P** : périmètre (m).
- p_o** : porosité du milieu considéré.
- Pr** : nombre de Prandtl.
- Re** : nombre de Reynolds.
- S** : surface d'échange thermique (m²).
- t** : temps (h).
- T** : température (K).
- V** : vitesse (m / s).

lettres grecques

- β** : coefficient d'expansion volumique (K⁻¹).
- ΔT** : différence de température (K).
- ε** : émissivité.
- λ** : conductivité thermique (W / m .K).
- μ** : viscosité dynamique (kg / m .s).
- ρ** : masse volumique (kg / m³).
- σ** : constante de Stefan-Boltzmann.
- τ^j** : période du jour.
- Φ^D** : déphasage entre l'ensoleillement et la température.

INTRODUCTION :

Depuis quelques années, notamment au Sénégal, des unités d'initiative privée apparaissent, faisant preuve de dynamisme et d'innovation par la mise sur le marché de produits diversifiés, et nouveaux pour certains, à base de céréales locales: semoule de mil (sankhal), farine de mil et de maïs, brisures de maïs, couscous précuit, arraw (petites boules de farine roulée) et thiacy de mil et de maïs (boules de farine roulée, cuites à la vapeur, de taille intermédiaire entre couscous et arraw), farine infantile, farine de niébé fermentée... Les produits, secs ou séchés, conditionnés en sachets, offrent, grâce à leur longue durée de conservation, des possibilités de large diffusion. Ils répondent à une demande des consommateurs en milieu urbain pour des produits finis de qualité. Parmi ceux-ci, les produits roulés séchés sont particulièrement intéressants pour ces petites unités en raison de l'absence de concurrence, tant par le secteur industriel qu'artisanal, et d'une valeur ajoutée élevée. Le développement de ce type d'activité est donc un élément déterminant de la croissance de ces unités, d'autant plus qu'elles n'arrivent pas actuellement à satisfaire la demande. Le frein principal demeure le séchage pour lequel aucune alternative (bon rapport coût / rendement) ne donne actuellement satisfaction au Sénégal.

Au Sénégal, le séchage des produits céréaliers à l'air libre est plus souvent employé, mais certains opérateurs ont recours à des séchoirs type cabane.

L'acquisition d'un séchoir de ce type est motivée, dans la plupart des cas, par la recherche d'une amélioration de la qualité, le séchage à l'air libre entraînant des risques de contaminations microbiennes (par les insectes notamment) et physiques (sables et impuretés). Par ailleurs, il présente l'intérêt de protéger les produits en saison des pluies et de procurer un gain de place grâce à la superposition des claies. Toutefois, ce type de système a l'inconvénient de ne pas diminuer la durée de séchage par rapport à un séchage à l'air libre, or cette étape de la transformation limite l'augmentation de la capacité de production. Certains opérateurs annoncent qu'il leur faut 2 jours pour sécher 70 à 100 kg de produits et 3 jours pendant la période hivernale où le taux d'humidité de l'air est élevé.

On note donc une certaine réticence à l'acquisition d'un séchoir solaire en raison du coût (de l'ordre de 300 000 FCFA) qu'il est difficile de répercuter sur les prix de vente. L'acquisition du séchoir solaire se traduit par une augmentation des coûts de production et une baisse de la marge. Une option électrique proposée par l'Institut de technologie alimentaire de Dakar (ITA) s'avère trop onéreuse (coût du séchage: 120 FCFA par kg sec, or la limite admissible comme surcoût du séchage est estimée à environ 50 FCFA par kg sec). Les séchoirs importés ne répondent pas aux critères de sélection des entrepreneurs dont la capacité d'investissement est limitée.

Les opérateurs sont donc à la recherche d'une solution technique intermédiaire qui permette, par une diminution de la durée de séchage, une augmentation de la production sans un accroissement trop important des coûts de production.

Le recours au gaz pourrait être intéressant en raison de son prix avantageux au Sénégal (12,5 FCFA contre 110 FCFA le kWh pour l'électricité).

Le gaz pourrait être utilisé, soit comme source d'appoint, soit comme unique source d'énergie. Cependant on dispose de peu d'expérience dans ce domaine au Sénégal.

Ainsi donc à la suite de quelques enquêtes faites aux ITA et de quelques articles de séminaires, une mission de diagnostic et de proposition faite par le GERES a mis en avant deux axes d'innovations techniques possibles: un séchoir solaire à convection forcée et un séchoir au gaz à recyclage d'air. Et, notre étude : modélisation d'un tunnel de séchage portera sur le dernier cas.

CHAPITRE I :

DESCRIPTION ET MODELISATION DU TUNNEL DE SECHAGE

1.1 Description du tunnel de séchage :

En contact avec les denrées à sécher disposées en couche mince suivant des étages, l'air brassé par les ventilateurs absorbe une partie de l'eau contenue dans les produits. Cette eau se condense en rencontrant la batterie froide (évaporateur), elle est récupérée dans un bac et s'écoule par une canalisation appropriée.

Ainsi à la sortie de l'extrémité du tunnel l'air de séchage est déshumidifié par la batterie froide. Il est ensuite réchauffé au contact de la batterie chaude (condenseur) et recommence son circuit (figure 1.1.1). Cet air à haut pouvoir séchant est diffusé au travers d'une paroi perforée de conception spéciale garantissant une distribution optimale et homogène à travers les produits à sécher. Le tunnel est composé de plusieurs sections ayant chacune une hauteur égale à la distance entre deux claies successives. Ce cycle est exécuté 500 à 1 200 fois par heure selon les produits.

Ce modèle fonctionne comme un système frigorifique, sa consommation est 100 % électrique. Son ratio de consommation varie entre 0,5 et 1 kWh/kg eau (contre 1,5 kWh/kg eau pour un séchage thermique) sans inclure la récupération d'eau chaude de désurchauffe. Ce procédé performant peut donc être économiquement intéressant lorsque le coût du kWh électrique n'est pas plus de 2 à 3 fois supérieur au kWh gaz ou fioul.

Ce système énergétique fonctionne à base d'équipements électriques qui, ensemble, mettent en jeu une puissance installée nominale importante. Elle est fonction du dimensionnement et proportionnelle à la capacité évaporatoire: de 7 à 70 kW pour une déshumidification de 5 à 150 kg eau / h.

La technologie de ce modèle de séchoir nécessite donc un environnement favorable: réseau électrique fiable (absence de coupures et de variations de tension) et un faible coût du courant électrique.

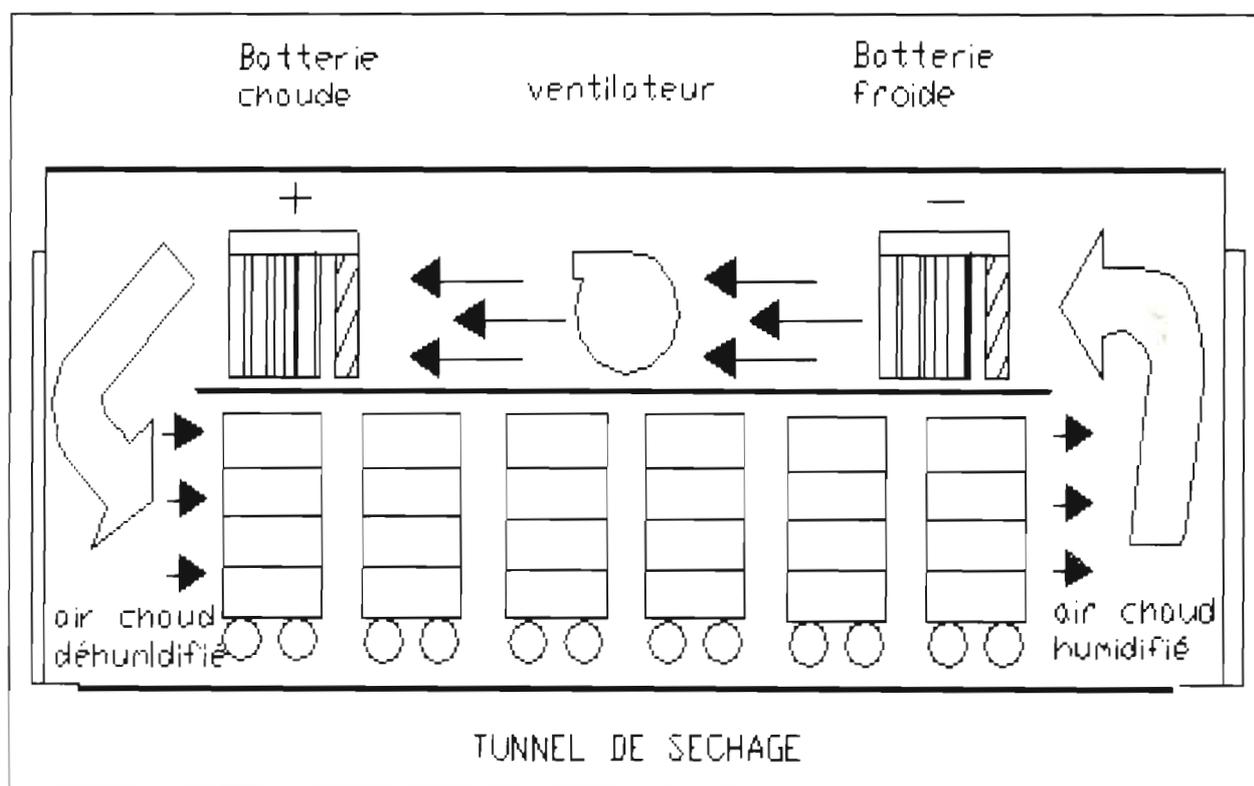


Figure 1.1.1 : Représentation schématique du tunnel de séchage.

1.2 Modélisation du tunnel de séchage.

A la sortie de l'extrémité du tunnel, l'air de séchage déshumidifié par la batterie froide, puis réchauffé par la batterie chaude, est soufflé à nouveau de façon cyclique vers les fruits disposés en couches minces.

Dans la suite de l'étude, les fruits à sécher seront désignés par des tranches de mangue.

1.2.1 Hypothèses de calcul.

Les différents échanges de chaleur considérés se font :

- ✓ Par convection :
 - entre l'air du séchoir et les tranches de mangues,
 - entre l'air du séchoir et la dalle (sol),
 - entre l'air du séchoir et la paroi interne,
 - entre l'air ambiant et la paroi externe,
- ✓ Par conduction :
 - dans les parois,
 - dans la dalle.
- ✓ Par rayonnement :
 - entre la voûte céleste et la paroi extérieure.

Compte tenu des faibles températures des différentes parties et comme le rayonnement solaire ne pénètre pas à l'intérieur du séchoir, les autres échanges par rayonnement sont négligés.

En plus de ces échanges de chaleur par conduction et par convection, nous prendrons en compte les échanges de chaleur et de masse, ceci est dû au fait qu'une certaine quantité d'eau s'évapore à la surface des tranches de mangues.

Pour la modélisation d'un tel système de séchage en couches minces, on supposera que le tunnel est composé de plusieurs sections ayant chacune une hauteur égale à la distance entre deux claies successives et que :

- ❖ Le problème est mono dimensionnel dans la direction z de l'écoulement de l'air asséchant,
- ❖ Les tranches de mangues sont à la même température et possédant la même teneur en eau,
- ❖ L'ensemble des tranches de mangues est considéré comme un milieu homogène caractérisé par sa température de surface,
- ❖ La porosité des tranches de mangues demeure constante pendant le processus de séchage,

- ❖ L'inertie thermique de l'air est négligeable devant celle des tranches de mangues, ce qui revient à négliger les termes $(mc_p)_A \frac{\partial T_A}{\partial t}$ par rapport à $(mc_p)_X \frac{\partial T_X}{\partial t}$,
- ❖ Les parois ont une température uniforme,
- ❖ Les échanges radiatifs à l'intérieur du tunnel sont négligeables,
- ❖ Les échanges thermiques relatifs aux claies sont négligeables.

Dans ces conditions, toutes les variables, en particulier la température des tranches de mangues T_X , la température de l'air T_A et l'humidité relative de l'air ϕ_A sont fonction d'une seule coordonnée d'espace z qui est comptée parallèlement au sens de l'écoulement d'air, c'est à dire horizontalement.

La méthode utilisée ici sera celle habituellement employée pour modéliser ce type de séchoir. Elle consiste à découper le tunnel de séchage dans le sens de l'écoulement d'air en tranches fictives d'épaisseur Δz dans les quelles les températures et les humidités sont supposées constantes.

Pour chaque tranche, on écrit les bilans thermiques et massiques dans les différents milieux en présence (air, tranches de mangues, parois,...), en notant que, dans chacune, les échanges se font avec l'air pris dans les conditions de sortie de la tranche précédente.

Pour faciliter l'écriture des équations et de mieux visualiser les échanges thermiques au sein d'une tranche, il est commode de représenter le réseau électrique équivalent (figure 1.2.1-2) en utilisant les analogies suivantes :

- Densité de flux de chaleur Intensité du courant électrique.
- Température Potentiel électrique.
- Coefficient de transfert thermique . . Conductance.
- Capacité thermique Capacité électrique.

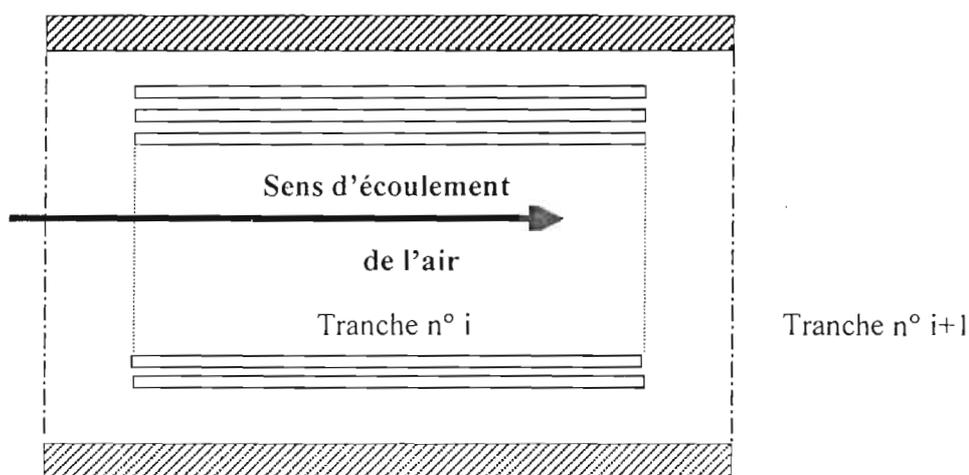
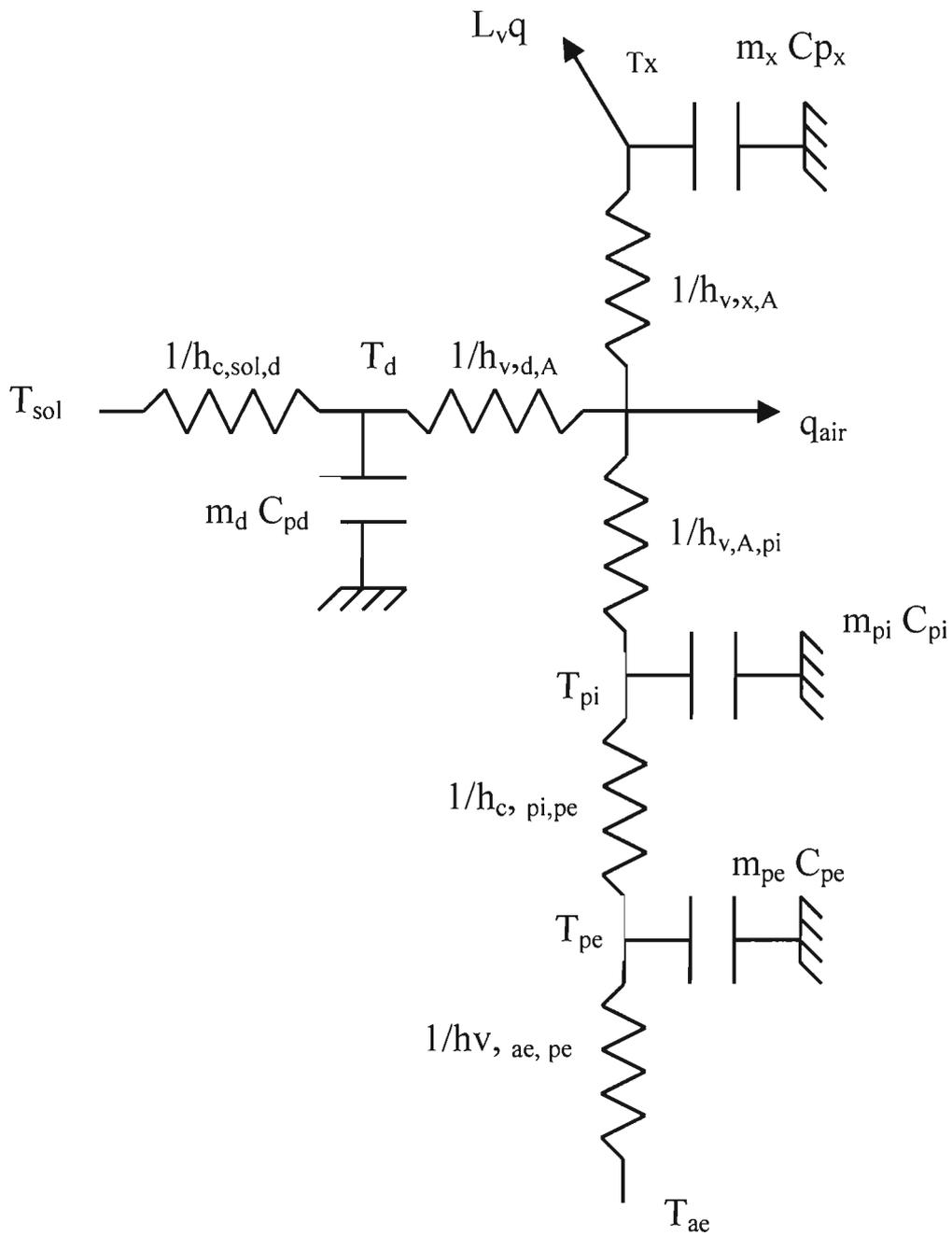


Figure 1.2.1-1 : Représentation schématique de la tranche n° i dans le tunnel de séchage.



Réseau électrique équivalent aux échanges dans le séchoir

Figure 1.2.1-2 : Réseau électrique équivalent.

Sur ce réseau, chaque milieu est symbolisé par sa température et on représente les résistances, les capacités thermiques et le flux de chaleur dû à l'évaporation et perdu par les tranches de mangues. Les bilans dans les différents milieux de la tranche fictive considérée s'obtiennent aisément en écrivant l'équilibre des flux en chaque nœud du réseau.

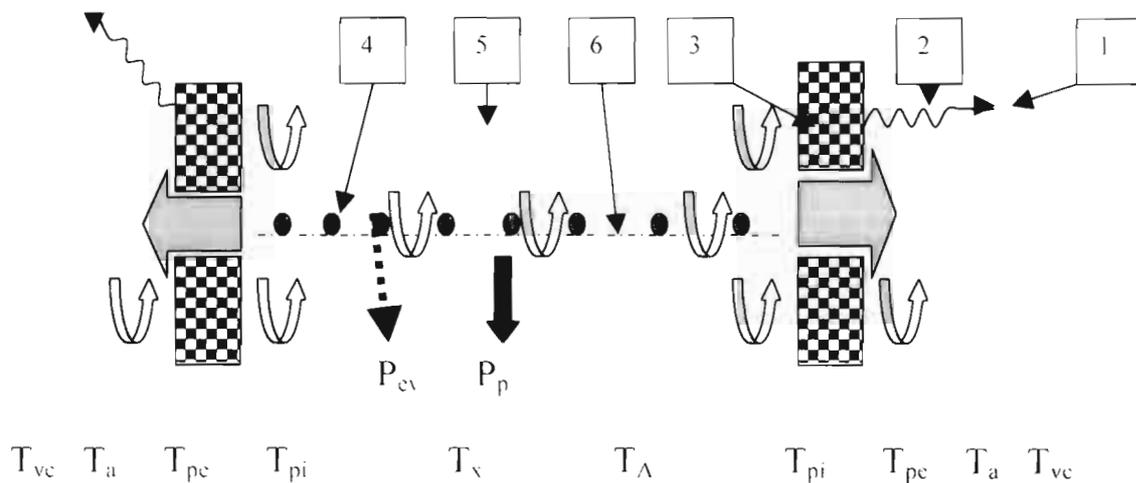


Figure 1.2.1-3 : Echanges thermiques dans une section des tranches de mangues.

légende	
1- voûte céleste	➔ Puissance cédée par l'air
2- milieu ambiant	⋯➔ Puissance perdue par évaporation
3- paroi	➔ Conduction
4- tranche de mangue	↕ Rayonnement
5- milieu asséchant	↻ Convection
6- claie	

1.2.2 Bilans thermiques :

Soit i l'un des points d'une section spatiale indépendante ψ_j , de masse m_i , de chaleur spécifique Cp_i et de température T_i . Quelque soit k différent de i et k appartenant à ψ_j , nous avons au nœud i le bilan thermique suivant :

$$\sum_k \frac{1}{R_{i,k}} (T_k - T_i) + \varphi_i = 0 \quad (1)$$

avec :

$R_{i,k}$: résistance thermique entre i et k , $R_{i,k} = (h_{i,k} S_{i,k})^{-1}$,

φ_i : source au nœud i ,

$h_{i,k}$: coefficient d'échange thermique entre i et k ,

$S_{i,k}$: surface d'échange thermique entre i et k .

Pour un nœud i , la traduction des phénomènes transitoires nécessite l'introduction des capacités $(m Cp)_i \delta T_i / \delta t$ et le bilan devient :

$$(m Cp)_i \frac{\partial T_i}{\partial t} = \sum_{k \neq i} \frac{1}{R_{i,k}} (T_k - T_i) + \varphi_i \quad i \text{ et } k \text{ appartenant à } \psi_j \quad (2)$$

Ainsi, dans chaque section spatiale ψ_j , nous avons :

□ **bilan relatif à l'air**

A chaque section spatiale, nous avons le bilan thermique suivant :

$$dz \frac{dm_A}{dt} C_{p,A} \frac{\partial T_A}{\partial z} = S_{A,X} h_{v,A,X} (T_X - T_A) + S_{A,pi} h_{v,A,pi} (T_{pi} - T_A) \quad (3)$$

$$+ S_{A,d} h_{v,A,d} (T_d - T_A)$$

avec :

dz : pas d'espace dans la direction de l'écoulement

$\frac{dm_A}{dt}$: débit massique d'air asséchant (kg/s)

T_A : température de l'air asséchant (K)

T_X : température des tranches de mangues (K)

T_{pi} : température de la paroi interne (K)

T_d : température de la dalle (K)

$h_{v,A,X}$: coefficient d'échange convectif entre l'air et la tranche de mangue (W/m².K)

$h_{v,A,pi}$: coefficient d'échange convectif entre l'air et la paroi interne (W/m².K)

$h_{v,A,d}$: coefficient d'échange convectif entre l'air et la dalle (W/m².K)

$S_{A,X}$: surface d'échange relative à $h_{v,A,X}$ (m²)

$S_{A,pi}$: surface d'échange relative à $h_{v,A,pi}$ (m²)

$S_{A,d}$: surface d'échange relative à $h_{w,A,d}$ (m^2)

$C_{p,A}$: chaleur spécifique à pression constante de l'air (J/kg.K).

□ **bilan relatif aux tranches de mangues.**

Le bilan thermique tient en compte des échanges de masse et de chaleur dus au fait qu'une certaine quantité d'eau s'évapore à la surface des tranches de mangues. Ainsi, une densité de flux d'humidité q_{ev} , relative à la puissance perdue par évaporation P_{ev} , est cédée à l'air sous forme de vapeur de sorte que les tranches de mangues perdent une densité de flux de chaleur $L_{ev}q_{ev}$ où L_{ev} est la chaleur latente massique de vaporisation.

Le bilan thermique s'écrit alors :

$$m_X C_{p,X} \frac{\partial T_X}{\partial t} = S_{A,X} h_{w,A,X} (T_A - T_X) - L_v(T_X) q_{ev} \quad (4)$$

avec :

m_X : masse des tranches de mangues (kg)

$C_{p,X}$: chaleur spécifique des tranches de mangues (J/kg.K)

L_v : chaleur latente massique de vaporisation (J/kg)

$h_{w,A,X}$: coefficient d'échange convectif entre l'air et la tranche de mangue (W/m².K)

$S_{A,X}$: surface d'échange relative à $h_{w,A,X}$ (m^2)

$q_{ev} = \frac{dm_X}{dt}(T_X, T_A)$: densité de flux d'humidité cédée à l'air ou vitesse de séchage (kg/s)

d'où l'équation (2) peut encore s'écrire :

$$m_X C_{p,X} \frac{\partial T_X}{\partial t} = S_{A,X} h_{v,A,X} (T_A - T_X) - L_v(T_X) \frac{dm_X}{dt}(T_X, T_A) \quad (5)$$

où les différents éléments de cette équation sont définis ci-dessus.

□ **Bilan relatif à la dalle.**

$$m_d C_{p,d} \frac{\partial T_d}{\partial t} = S_{A,d} h_{v,A,d} (T_A - T_d) + S_{d,sol} h_{c,d,sol} (T_{sol} - T_d) \quad (6)$$

avec :

m_d : masse de la dalle (kg)

$C_{p,d}$: chaleur spécifique de la dalle (J/kg.K)

T_A : température de l'air asséchant (K)

T_d : température de la dalle (K)

T_{sol} : température du sol en dessous de la dalle (K)

$h_{v,A,sol}$: coefficient d'échange convectif entre l'air asséchant et le sol (W/m².K)

$h_{c,d,sol}$: coefficient d'échange thermique par conduction dans la dalle (W/m².K)

$S_{A,d}$: surface d'échange relative à $h_{v,A,d}$ (m²)

$S_{d,sol}$: surface d'échange relative à $h_{c,sol,d}$ (m²)

□ **Bilan relatif à la paroi interne.**

$$m_{pi} C_{p,pi} \frac{\partial T_{pi}}{\partial t} = S_{A,pi} h_{v,A,pi} (T_A - T_{pi}) + S_{pi,pe} h_{c,pi,pe} (T_{pe} - T_{pi}) \quad (7)$$

avec :

m_{pi} : masse de la paroi interne (kg)

$C_{p,pi}$: chaleur spécifique massique de la paroi interne (J/kg.K)

T_{pe} : température de l'air asséchant (K)

T_{pi} : température de la paroi interne (K)

$h_{v,A,pi}$: coefficient d'échange convectif entre l'air et la paroi interne (W/m².K)

$h_{c,pi,pe}$: coefficient d'échange thermique par conduction dans la paroi (W/m².K)

$S_{pi,pe}$: surface d'échange relative à $h_{c,pi,pe}$ (m²)

$S_{A,pi}$: surface d'échange relative à $h_{v,A,pi}$ (m²)

□ **Bilan relatif à la paroi externe.**

$$m_{pe} C_{p,pe} \frac{\partial T_{pe}}{\partial t} = S_{ae,pe} h_{v,ae,pe} (T_{ae} - T_{pe}) + S_{pi,pe} h_{c,pi,pe} (T_{pi} - T_{pe}) \quad (8)$$

$$+ S_{vc,pe} h_{r,vc,pe} (T_{vc} - T_{pe}) \quad \text{avec :}$$

m_{pe} : masse de la paroi externe (kg)

$C_{p,pe}$: chaleur spécifique massique de la paroi externe (J/kg.K)

T_{ae} : température de l'air extérieure (K)

T_{vc} : température de la voûte céleste (K)

$h_{v,ae,pe}$: coefficient d'échange entre l'air ambiant et la paroi externe (W/m².K)

$h_{r,vc,pe}$: coefficient d'échange radiatif entre la voûte céleste la paroi externe (W/m².K)

$S_{ae,pe}$: surface d'échange relative à $h_{v,ae,pe}$ (m²)

$S_{vc,pe}$: surface d'échange relative à $h_{r,vc,pe}$ (m²)

Les autres variables étant définies dans l'équation (5).

1.2.3 Bilan massique :

L'augmentation de la concentration de vapeur d'eau dans l'air correspond à la diminution de la teneur en eau au sein des tranches de mangues. La vitesse de séchage en couche mince peut s'exprimer par un produit de fonction G_i dépendant de différents paramètres indépendants p_i . On écrit pour N paramètres considérés :

$$\dot{m}_X = \frac{dhu_X^a}{dt} = \prod_{i=1}^N G_i (p_i) \quad (9)$$

L'influence du paramètre p_j , quelque soit j avec $0 < j < N + 1$, est obtenue en faisant varier p_j tout en maintenant constants les autres paramètres (p_i), avec i différent de j. Il vient :

$$\left(\frac{dhu_X^a}{dt} \right)_{p_j} = G_j (p_j) \prod_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^N G_i (p_i) \quad (10)$$

La méthode consiste ensuite à déterminer $G_j(p_j)$ en choisissant une valeur de référence $p_{j, \text{ref}}$ du paramètre p_j telle que l'on ait $G_j(p_{j, \text{ref}})$ égal à 1. Dans ce cas, on a :

$$\left(\frac{dhu_X^a}{dt} \right)_{p_{j, \text{ref}}} = \prod_{\substack{i=1 \\ i \neq j}}^N G_i(p_i) \quad (11)$$

et on déduit de l'équation (10) et de l'équation (11) l'expression suivante :

$$G_i(p_i) = \left(\frac{dhu_X^a}{dt} \right)_{p_i} \left(\frac{dhu_X^a}{dt} \right)_{p_{i, \text{ref}}}^{-1} \quad (12)$$

Le lissage des courbes expérimentales représentant les valeurs de G_j en fonction de p_j définit l'expression finale de cette fonction.

Pour la mangue, les paramètres p_i indépendants sont la température T de séchage et l'humidité relative hr de l'air asséchant. L'expression de sa vitesse de séchage sera une fonction de ces deux paramètres.

Connaissant la vitesse de séchage, on peut écrire pour chaque section spatiale indépendante ψ_j le bilan massique suivant :

$$\frac{\partial C_v}{\partial z} = - (1 - P_0) \frac{\rho_X}{V_A \rho_A} \frac{\partial hu_X^a}{\partial t} \quad (13)$$

avec :

C_v : la concentration de la vapeur d'eau (kg/kg)

P_0 : la porosité de la claie ou des tranches de mangues

ρ_A : la masse volumique de l'air asséchant (kg/m³)

ρ_X : la masse volumique des tranches de mangues (kg/m³)

V_A : la vitesse de la l'air asséchant à l'entrée du tunnel (m/s)

hu_X^a : l'humidité contenue dans les tranches de mangues (kg).

CHAPITRE II :

DISCRETISATION ET RESOLUTION DES EQUATIONS

2.1 Discrétisation des équations :

Découpons l'enceinte de séchage en N tranches correspondant à N claies et la durée de Séchage en n périodes ($t, t+\Delta t$).

Nous avons retenu, parmi les méthodes aux différences finies de discrétisation des équations d'évolutions, la méthode implicite qui est stable car elle permet d'attribuer aux incréments d'espace Δz et de temps Δt des valeurs assez élevées. La discrétisation des équations (3) à (8) à l'aide de la méthode implicite aux différences finies (méthode gauche) donne les expressions suivantes:

2.1.1 Bilans thermiques discrétisés :

○ au niveau de l'air asséchant :

$$\begin{aligned} (\dot{m}_A C_{p,A}) (T_{A,i+1}^j - T_{A,i}^j) &= \Delta S_{\Lambda,x} h_{V,\Lambda,x} (T_{X,i}^j - T_{A,i}^j) \\ &+ \Delta S_{\Lambda,pi} h_{V,\Lambda,pi} (T_{pi,i}^j - T_{A,i}^j) + \Delta S_{\Lambda,d} h_{V,\Lambda,d} (T_{d,i}^j - T_{A,i}^j) \end{aligned} \quad (14)$$

○ Au niveau des tranches de mangues :

$$\left(\Delta m_X C_{p,X} \right) \frac{T_{X,i}^{j+1} - T_{X,i}^j}{\Delta t} = \Delta S_{A,x} h_{w,A,x} (T_{A,i}^j - T_{X,i}^j) - L_v(T_{X,i}^j) \dot{m}_X (T_{X,i}^j ; T_{A,i}^j) \quad (15)$$

○ Au niveau de la dalle :

$$\begin{aligned} (\Delta m_d C_{p,d}) \frac{T_{d,i}^{j+1} - T_{d,i}^j}{\Delta t} &= \Delta S_{A,d} h_{v,A,d} (T_{A,i}^j - T_{d,i}^j) \\ &+ \Delta S_{d,sol} h_{c,d,sol} (T_{sol,i}^j - T_{d,i}^j) \end{aligned} \quad (16)$$

○ au niveau de la paroi intérieure :

$$\begin{aligned} (\Delta m_{pi} C_{p,pi}) \frac{T_{pi,i}^{j+1} - T_{pi,i}^j}{\Delta t} &= \Delta S_{A,pi} h_{v,A,pi} (T_{A,i}^j - T_{pi,i}^j) \\ &- \Delta S_{pi,pe} h_{c,pi,pe} (T_{pi,i}^j - T_{pe,i}^j) \end{aligned} \quad (17)$$

○ au niveau de la paroi extérieure :

$$\begin{aligned} (\Delta m_{pe} C_{p,pe}) \frac{T_{pe,i}^{j+1} - T_{pe,i}^j}{\Delta t} &= \Delta S_{ae,pe} h_{v,ae,pe} (T_{A,i}^j - T_{pe,i}^j) \\ &+ \Delta S_{pi,pe} h_{c,pi,pe} (T_{pi,i}^j - T_{pe,i}^j) - \Delta S_{vc,pe} h_{r,vc,pe} (T_{pe,i}^j - T_{vc,i}^j) \end{aligned} \quad (18)$$

2.1.2 Bilan massique discrétisé :

$$\frac{Cv_{i+1}^j - Cv_i^j}{\Delta Z} = - (1 - p_o) \frac{p_x}{V_A P_A} \frac{hu_{x,i}^{a,j+1} - hu_{x,i}^{a,j}}{\Delta t} \quad (19)$$

Les exposants j et j+1 représentent respectivement les instants t et t + Δt tandis que l'indice i représente la tranche considérée.

2.2 Détermination des paramètres :

2.2.1 Caractéristiques du tunnel :

Dans la suite de cette étude, nous allons travailler avec les hypothèses suivantes :

- la dalle est en béton,
- et les parois du tunnel en briques.

- **La dalle.**

- La masse volumique de la dalle : $\rho_d = 2300 \text{ kg / m}^3$.
- Chaleur spécifique de la dalle : $C_{p,d} = 650 \text{ J / kg .K}$.
- Conductivité thermique de la dalle : $\lambda_d = 0.93 \text{ W / m .K}$.

- **Les parois.**

- La masse volumique de la paroi : $\rho_p = 2000 \text{ kg / m}^3$.
- Chaleur spécifique des parois : $C_{pi} = C_{pe} = 840 \text{ J / kg .K}$.
- Conductivité thermique des parois : $\lambda_p = 0.69 \text{ W / m .K}$.
- Emissivité de la paroi extérieure : $\varepsilon_{pe} = 0.75$.

- **Les tranches de mangues.**

- La masse volumique des tranches de mangues : $\rho_x = 135 \text{ kg / m}^3$.
- Chaleur spécifique des tranches de mangues : $C_{p,x} = 3.56 \text{ J / kg .K}$.
- Conductivité thermique des tranches de mangues : $\lambda_x = \text{W / m .K}$.
- Porosité des tranches de mangues $P_0 = 0.907$.

2.2.2 Coefficients de transfert thermique :

Ces coefficients interviennent dans les équations à travers les trois modes de transfert thermique considérés pour modéliser le système. Ces échanges de chaleur sont :

- les échanges de chaleur par conduction,
- les échanges de chaleur par rayonnement,
- et les échanges de chaleur par convection.

Modes d'échanges de chaleur	Les différents milieux en présence	coefficients d'échange intervenant
conduction	- à travers les parois - à travers la dalle - à travers une tranche de mangue	$h_{c,pi,pe}$ $h_{c,d,sol}$ "
rayonnement	- entre la voûte céleste et la paroi extérieure	$h_{r,vc,pe}$
convection	- entre l'air asséchant et les tranches de mangues - entre l'air asséchant et la dalle - entre l'air asséchant et les parois - entre l'air extérieur et la paroi extérieure	$h_{v,\Lambda,x}$ $h_{v,\Lambda,d}$ $h_{v,\Lambda,pi}$ $h_{v,ae,pe}$

Tableau 2.2.2-1 : Les trois modes d'échanges de chaleur et les milieux en présence.

2.2.2.1 Transfert thermique par conduction :

Les différents échanges de chaleur par conduction dans le système interviennent :

- entre les parois extérieure et intérieure du tunnel,
- à travers la dalle,
- à travers les tranches de mangues.

La conduction à travers les tranches de mangues sera négligée du fait que ces dernières sont considérées comme un ensemble de corps homogènes, rangés côte à côte et caractérisés par leur température de surface.

▪ ***A travers la dalle.***

$$h_{c,d,sol} = \frac{\lambda_d}{e_d} \quad (20)$$

avec :

λ_d : conductivité thermique de la dalle (W / m .K).

e_d : épaisseur de la dalle (m).

▪ ***A travers la paroi du tunnel.***

$$h_{c,pi,pe} = \left[\frac{e_{pi}}{\lambda_{pi}} + \frac{e_{is}}{\lambda_{is}} + \frac{e_{pe}}{\lambda_{pe}} \right]^{-1} \quad \text{avec :} \quad (21)$$

e_{pi} : épaisseur de la paroi interne (m),

e_{pe} : épaisseur de la paroi externe (m),

e_{is} : épaisseur de l'isolant (m),

λ_{pi} : conductivité thermique de la paroi interne (W / m .K),

λ_{pe} : conductivité thermique de la paroi externe (W / m .K),

λ_{is} : conductivité thermique de l'isolant (W / m .K).

2.2.2.2 Transfert thermique par rayonnement :

le transfert thermique par rayonnement intervient :

- entre la paroi extérieure et la voûte céleste,
- et entre deux claies disposées côte à côte.

Les échanges thermiques par rayonnement entre les claies ne seront pas pris en compte du fait que les échanges radiatifs à l'intérieur du tunnel sont négligés.

▪ *Entre la paroi externe et la voûte céleste.*

$$h_{r,vc,pe} = \sigma \varepsilon_{pe} (T_{pe} + T_{vc}) (T_{pe}^2 + T_{vc}^2) \quad (22)$$

σ : constante de Stefan-Boltzmann,

avec $\sigma = 5,67.10^{-8} \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}^4$,

ε_{pe} : émissivité de la paroi extérieure du tunnel,

T_{vc} : température de la voûte céleste (K),

T_{pe} : température de la paroi extérieure (K).

2.2.2.3 Transfert thermique par convection :

○ *Écoulement forcé.*

La convection forcée intervient dans les échanges thermiques entre :

- l'air asséchant et les tranches de mangues,
- l' air asséchant et la dalle,
- l'air asséchant et les parois.

On suppose dans tous les cas que les propriétés physiques sont connues et définies pour des températures moyennes afin de négliger les termes correctifs.

- Les coefficients d'échange thermique par convection h_f s'obtiennent par la relation :

$$h_f = \frac{Nu \lambda_f}{D} \quad (23)$$

Nu : nombre adimensionnel de Nusselt,

λ_f : conductivité thermique du milieu considéré (W / m .K),

D : diamètre hydraulique du milieu considéré (m).

- Détermination du nombre de Nusselt :

Entre l'air et la surface des tranches de mangues :

La corrélation proposée par Slesser et Cleland pour un écoulement d'air perpendiculaire à une série de corps parallélépipédiques rangés côte à côte est donnée par :

$$Nu = 0.32 Re^{0.7} Pr^{0.33} \quad (24)$$

Re et Pr étant des nombres adimensionnels tels que :

Re : nombre de Reynolds ($Re = \rho V L / \mu$),

Pr : nombre de Prandtl ($Pr = \mu C_p / \lambda$),

V : vitesse de l'air asséchant (m / s),

L : longueur caractéristique (m),

C_p : capacité calorifique massique à pression constante (J / kg .k),

μ : viscosité dynamique (kg / m .s),

λ : conductivité thermique (W / m .K),

ρ : masse volumique (kg / m³).

Les expériences qui ont permis à Slesser et Cleland d'établir la corrélation précédente ont été réalisées pour des nombres de Reynolds inférieurs à 400. Cependant, en comparant les résultats de Lohrish rapportés par Sarr et obtenus avec des corps cylindriques pour des nombres de Reynolds allant jusqu'à plus de 4×10^4 , ces auteurs ont pu étendre l'application de leur corrélation.

les autres cas de convection forcée :

Dans les cas d'écoulement forcé entre l'air et la dalle et l'air et la paroi intérieure, il existe des méthodes pratiques permettant de déterminer le nombre de Nusselt. Pour un écoulement laminaire d'air en contact avec une surface plane le nombre de Nusselt est donné par la formule :

$$Nu = 0.414 Re^{0.5} Pr^{0.33} \quad (25)$$

avec Re et Pr définis dans la relation (24).

- *Le diamètre hydraulique* est donné pour un conduit de section quelconque par :

$$D = 4 S / P \quad (26)$$

S : surface de la section droite du conduit (m²),

P : périmètre mouillé de la section droite du conduit (m).

○ *Écoulement naturel*

La convection naturelle intervient dans les échanges de chaleur entre la voûte céleste et l'air ambiant de l'extérieur.

- *coefficient d'échange thermique par convection* h_v ,

$$h_v = \frac{Nu \lambda_f}{L} \quad (27)$$

Nu : nombre adimensionnel de Nusselt,

λ_f : conductivité thermique du milieu considéré (W / m .K),

D : diamètre hydraulique du milieu considéré (m).

- Détermination du nombre de Nusselt :

Pour l'air confiné dans une cavité (couche plane), l'application de la méthode de régression à tous les points issus des différentes corrélations nous donne, pour $4.10^3 < Ra < 10^8$, la corrélation moyenne suivante :

$$Nu = 0.18773 Gr^{0.26033} \quad (28)$$

où Gr : le nombre de Grashof :

$$Gr = g \beta \rho^2 L^3 \Delta T / \mu \quad (29)$$

g : accélération de la pesanteur (m / s²),

β : coefficient d'expansion volumique (K⁻¹),

ρ : masse volumique (kg / m³),

L : longueur caractéristique (m),

ΔT : différence de température (K),

μ : viscosité dynamique (kg / m . s).

On constate donc que le coefficient de transfert de chaleur h_v est une fonction compliquée qui dépend des propriétés thermo-physiques du fluide, de la géométrie du système et de la nature de l'écoulement.

Dans notre cas, nous utilisons la relation suivante de Hottel et Woertz généralement admise :

$$h_v = 5.67 + 3.86 v \quad (30)$$

où h_v est exprimée $W / m^2 \cdot K$ et v la vitesse du vent en m / s .

2.2.3 Chaleur latente massique de vaporisation :

En général, l'eau dans le produit se présente, soit sous forme libre (eau libre), soit sous forme liée (eau liée). Au dessus d'un certain seuil d'hydratation correspondant à la limite entre l'eau libre et eau osmotique, les molécules d'eau sont liées à la matière avec une certaine énergie appelée énergie de liaison, qui devient d'autant plus importante qu'il s'agit d'eau osmotique, absorbée ou combinée chimiquement.

La chaleur latente massique de vaporisation L_v de l'eau est donc la somme de la chaleur de vaporisation de l'eau libre L_{v1} et de la chaleur de liaison de l'eau L_{va} qu'il faut fournir pour évaporer l'eau liée (eau osmotique, eau absorbée, eau combinée chimiquement) :

$$L_v = L_{v1} + L_{va} \quad (31)$$

La variation de la chaleur latente de vaporisation de l'eau : eau libre ou considérée comme telle, peut se mettre sous la forme suivante loin de la température critique :

$$\frac{dL_{v1}}{dT} = C_{p_{v1}} - C_{p_l} \quad \text{avec :} \quad (32)$$

$C_{p_{vs}}$: capacité calorifique massique à pression constante de la vapeur au voisinage de la courbe de saturation (J / kg . K),

C_{p_l} : capacité calorifique massique à pression constante de l'eau liquide au voisinage de la courbe de saturation (J / kg . K).

Pour des faibles températures, elles sont constantes et l'on a :

$$L_{v1} = L_{v0} - (C_{p_l} - C_{p_{vs}})T \quad (33)$$

avec :

L_{v0} : la chaleur de vaporisation à 0 °C,

T : la température de vaporisation exprimée en kelvins.

En pratique, on peut prendre l'expression suivante :

$$L_{v1} = 597 - 0.56 \theta_v \quad (34)$$

où L_{v1} est en kcal / kg et θ_v est la température de vaporisation exprimée en °C.

Bien que la chaleur latente de vaporisation L_v soit fonction de la teneur en eau et de la température du produit, cette chaleur diminue lorsque la température augmente. Néanmoins, à température constante, elle ne croît réellement que pour une teneur en eau inférieure à un seuil donné.

Comme dans le séchage des mangues la dessiccation est arrêtée à ce seuil ou au dessus, la chaleur de liaison de l'eau L_{va} peut être négligée. Donc, la chaleur latente de vaporisation L_v est celle de l'eau libre.

La température d'évaporation θ_v (°C) est prise égale à la température du produit.

2.2.4 Température de l'air ambiant :

L'importance de l'effet de la température de l'air ambiant dans le processus de séchage, notamment sur les pertes extérieures et les performances du tunnel, nous conduit à une distribution temporelle basée sur des températures ambiantes maximale $T_{a, \max}$ et minimale $T_{a, \min}$ à l'aide d'une fonction sinusoïdale [6] comme suit :

$$T_a = \left(\frac{T_{a, \max} + T_{a, \min}}{2} \right) + \left(\frac{T_{a, \max} - T_{a, \min}}{2} \right) \sin \left(\frac{2\pi t}{\tau^j} - \Phi^D \right) \quad (35)$$

avec :

T_a : température de l'air ambiant sous l'abri, à l'instant t ,

t : temps écoulé depuis le lever du soleil (h),

τ^j : période du jour (24 h),

Φ^D : déphasage entre l'ensoleillement et la température exprimée par :

$$\Phi^D = 2\pi \text{Dec} / \tau^j$$

Dec : décalage entre le moment où le maximum de la température ambiante est atteint et celui correspondant au maximum de l'ensoleillement (12h TSV).

2.2.5 La température équivalente de la voûte céleste :

La voûte céleste est considérée comme un corps noir. Un corps situé sur la surface terrestre échange de l'énergie par rayonnement thermique avec la voûte céleste . Il est donc important de connaître la température équivalente T_c de celle-ci .

Les relation les plus simples relient T_c (K) à la température ambiante T_a (K)

$$T_c = T_a \quad (36)$$

$$T_c = T_a - 6 \quad (37)$$

$$T_c = T_a - 20 \quad (38)$$

$$T_c = T_a - 12 \quad (39)$$

$$T_c = 0,0552 T_a^{1,5} \quad (40)$$

$$T_c = T_a^4 (0,261 \exp (-7,77.10^{-4} (T_a - 273)^2) \quad (41)$$

Certains formules font intervenir la pression partielle P_v de vapeur d'eau dans l'air exprimée en millibars :

$$T_c = T_a (0,55 + 3,85.10^{-2} P_v^{0,5})^{0,25} \quad (42)$$

$$T_c = T_a (0,56 + 0,08 P_v^{0,5})^{0,25} \quad (43)$$

La plupart des auteurs préfèrent celle de Swinbank qui s'écrit :

$$T_c = 0,0552 T_a^{1,5} \quad (44)$$

Dans laquelle T_a et T_c sont exprimées en Kelvins.

2.2.6 Température et humidité du mélange :

Soit un mélange d'air de deux constituants respectivement de masses $m(1)$ et $m(2)$, de température $T(1)$ et $T(2)$ et d'humidité absolue $hu^a(1)$ et $hu^a(2)$.

La température du mélange est donnée par :

$$T = \frac{m_{as(1)}(0,24 + 0,46 hu^a(1))T(1) + m_{as(2)}(0,24 + 0,46 hu^a(2))T(2)}{m_{as(1)}(0,24 + 0,46 hu^a(1)) + m_{as(2)}(0,24 + 0,46 hu^a(2))} \quad (45)$$

où les masses d'air sec $m_{as}(1)$ et $m_{as}(2)$ respectivement dans le constituant (1) et (2) sont données par les expressions suivantes :

$$m_{as}(1) = m(1) (hu^a(1) + 1)^{-1} \quad (46)$$

$$m_{as}(2) = m(2) (hu^a(2) + 1)^{-1} \quad (47)$$

On peut aussi exprimer la température du mélange en fonction du pourcentage de l'air recyclé P_c . La relation devient (45) :

$$T = \frac{(1-P_c)(0,24+0,46hu^a(1))T(1)+P_c(0,24+0,46hu^a(2))T(2)}{(1-P_c)(0,24+0,46hu^a(1))+m_{as(2)}(0,24+0,46hu^a(2))} \quad (48)$$

L'humidité absolue du mélange est donnée par l'expression suivante :

$$hu^a = \frac{m_{as(1)} hu^a (1) + m_{as(2)} hu^a (2)}{m_{as(1)} + m_{as(2)}} \quad (49)$$

soit encore ,

$$hu^a = (1-Pc) hu^a (1) + Pc hu^a (2) \quad (50)$$

La température T et l'humidité absolue hu^a ci-dessus sont utilisées lorsqu'on procède à un recyclage de l'air asséchant avec mélange d'air.

2.3 Méthode de résolution des équations :

La discrétisation des équations initiales du bilan thermique (3) à (8) conduit à un système de 5 équation à 5 inconnues { équations (14) à (18) }.

Nous résolvons le système à l'aide de Visual Basic.

Visual Basic est un langage de programmation puissant et convivial de Microsoft Excel. Ce langage de programmation permet d'automatiser des tâches répétitives, d'ajouter certaines caractéristiques et fonctions personnalisées répondant à un des besoins spécifiques, et de créer des applications complètes.

Dans Excel, l'exécution des tâches se fait au moyen de macros. Une *macro* est constituée d'une série d'instructions qui commandent à Microsoft Excel d'exécuter certaines tâches bien définies. Ces instructions sont écrites en Visual Basic.

L'enregistreur de macros livré avec Microsoft Excel, permet d'enregistrer les actions exécutées et les commandes choisies pendant qu'on utilise Microsoft Excel.

○ *Déclaration des variables.*

Avant d'introduire les équations, il faut au préalable déclarer tous les coefficients figurant dans le système. Déclarer une variable consiste à attribuer à cette dernière une valeur quelconque. cette valeur peut être une donnée numérique ou une constante.

○ *Initialisation du programme.*

Initialiser le programme consiste à donner aux différentes variables de sortie (inconnues à trouver) des valeurs numériques qui permettront de lancer le programme.

○ *Introduction des équations.*

'première équation

$$TA_1 = [\text{delta_S_A_X} * \text{hv_A_X} * (TX - TA) + \text{delta_S_A_pi} * \text{hv_A_pi} * (Tpi - TA) + \text{delta_S_A_d} * \text{hv_A_d} * (Td - TA)] / (\text{Cp_A} * \text{mpoint_A}) + TA.$$

'deuxième équation

$$TX_1 = (1 / (\text{delta_m_X} * \text{Cp_X})) * \text{Delta_t} * [\text{delta_S_A_X} * \text{hv_A_X} * (TA - TX) - \text{Lv} * \text{mpoint_X}] + TX.$$

'troisième équation

$$Td_1 = 1 / (\text{delta_m_d} * \text{Cp_d}) * \text{Delta_t} * [\text{delta_S_A_d} * \text{hv_A_d} * (TA - Td) + \text{delta_S_sol_d} * \text{hc_sol_d} * (Tsol - Td)] + Td.$$

'quatrième équation

$$T_{pi_1} = 1 / (\delta_{m_pi} * C_{p_pi}) * \Delta_t * [\delta_{S_A_pi} * h_{v_A_pi} * (T_A - T_{pi}) - \delta_{S_pi_pe} * h_{c_pi_pe} * (T_{pi} - T_{pe})] + T_{pi}.$$

'cinquième équation

$$T_{pe_1} = 1 / (\delta_{m_pe} * C_{p_pe}) * \Delta_t * [\delta_{S_ae_pe} * h_{v_pe_ae} * (T_{ae} - T_{pe}) + \delta_{S_pi_pe} * h_{c_pi_pe} * (T_{pi} - T_{pe}) - \Delta_{S_vc_pe} * h_{r_vc_pe} * (T_{pe} - T_{vc})] + T_{pe}.$$

○ *Exécution du programme.*

L'exécution du programme permet d'afficher directement tous les résultats obtenus sur une feuille de calcul Excel préalablement mise en évidence.

○ *Affichage des résultats.*

Notre système est constitué de 5 équations à 5 inconnues :

- la température de l'air asséchant,
- la température des tranches de mangues,
- la température de la dalle,
- la température de la paroi intérieure,
- la température de la paroi extérieure

Les résultats nous donnent le comportement des températures durant tout le processus et dans chacun des milieux en présence .

La vitesse de séchage, c'est à dire la variation de l'humidité des mangues en fonction du temps est donnée par la résolution de l'équation discrétisée du bilan massique.

CHAPITRE III :

SIMULATION ET INTERPRETATION DES RESULTATS

3.1 Hypothèses :

- La charge du produit à sécher est de 4 000 kg par cycle.
- L'humidité absolue initiale des mangues est prise égale à 6 kg eau / kg as.
- La température initiale des tranches de mangues (après traitement) est égale à 30 °C.

3.2 Effet du débit massique de l'air asséchant :

La durée de séchage est très sensible à la variation du débit massique \dot{m}_A comme le montre la figure (3.2-1).

A une température de consigne de séchage égale à 65 °C, la durée minimale de séchage t_{sc} est minimale pour un débit massique de l'air asséchant compris entre 3 et 4.5 kg / s. Elle augmente lorsque celui-ci s'accroît puis se stabilise à 70 heures. D'autre part, lorsque le débit massique de l'air asséchant \dot{m}_A diminue, la durée de séchage t_{sc} augmente pour atteindre celle des séchages traditionnelles qui s'effectuent sous le soleil en convection naturelle (avec un très faible débit d'air asséchant).

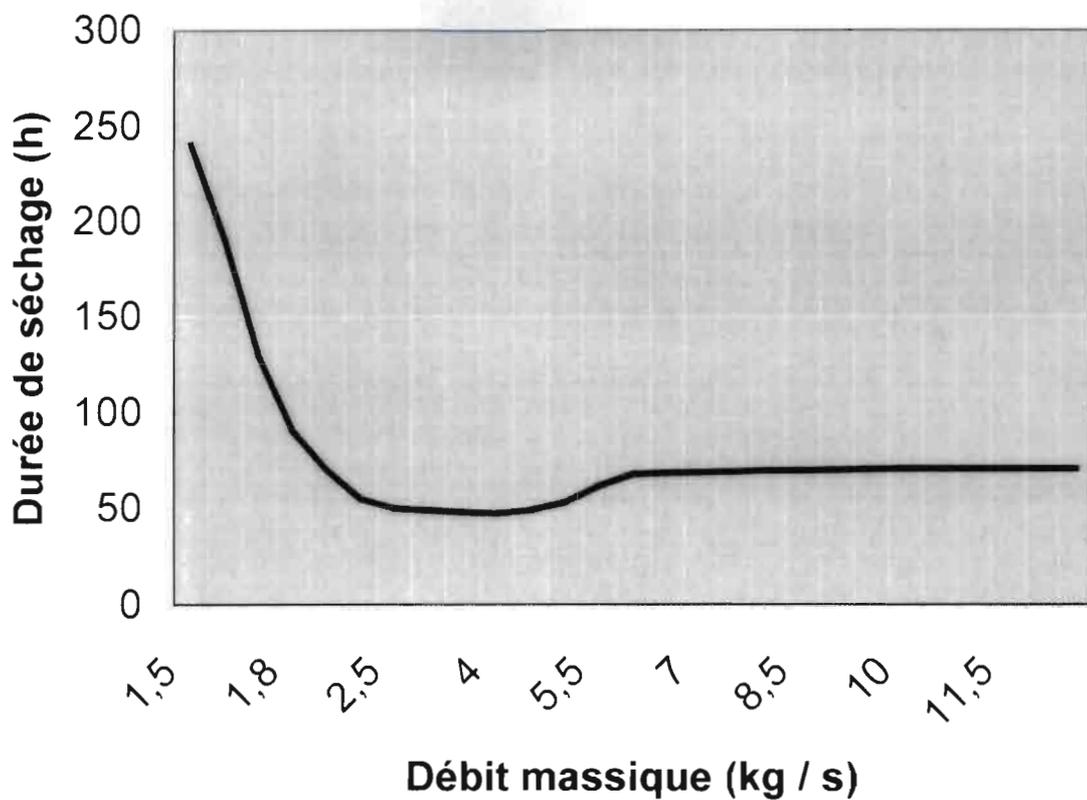


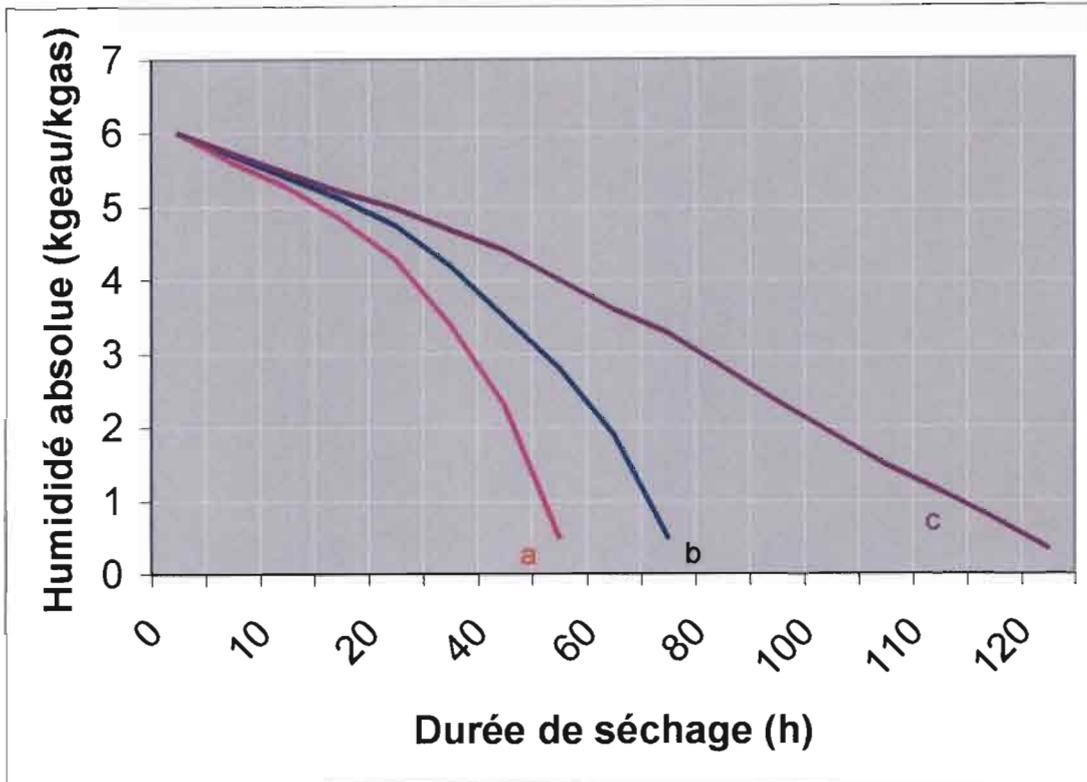
Figure 3.2-1 : Variation de la durée de séchage t_{sc} (heures) en fonction du débit massique \dot{m}_A de l'air asséchant. La température de séchage T_A est de 65 °C.

Le tableau 3.2-1 donne quelques exemples de l'évolution de la température de l'air asséchant T_A (°C) des tranches de mangues au cours du séchage pour différentes valeurs du débit massique \dot{m}_A de l'air asséchant.

Débit massique de l'air asséchant \dot{m}_A (kg / s)	Durée de séchage des mangues t_{sc} (heures)	Température de l'air asséchant T_Λ (°C)	Température des mangues T_X (°C)
2	55	61	50
2.5	50	61.50	50.20
4	47.5	62	50.75
4.5	49	62.20	51.05
5	53	63.50	51.25
6	68	64	51.80

Tableau 3.2-1 : Quelques valeurs de la température de l'air asséchant T_Λ (°C) et celle des tranches de mangues T_X (°C) en fonction du débit massique \dot{m}_A (kg / s) de l'air asséchant.

La figure 3.2-2 donne l'évolution de l'humidité absolue hu_X^a (kgeau / kgas) des tranches de mangues au cours du séchage pour différentes valeurs du débit massique \dot{m}_A (kg / s) de l'air asséchant.



Légende	a : $\dot{m}_A = 3.5 \text{ kg.s}^{-1}$	b : $\dot{m}_A = 7 \text{ kg.s}^{-1}$	c : $\dot{m}_A = 1.7 \text{ kg.s}^{-1}$
---------	---	---------------------------------------	---

Figure 3.2-2 : Evolution de l'humidité absolue hu_x^a (kgeau / kgas) des tranches de mangues pour différentes valeurs du débit massique \dot{m}_A (kg / s) de l'air asséchant.

Dans ce qui suit le débit massique de l'air asséchant sera pris égal à $\dot{m}_A = 4 \text{ kg / s}$.

3.3 Effet de la température de séchage :

Dans le domaine de validité de la formule exprimant la vitesse de séchage ($30^{\circ}\text{C} < T < 65^{\circ}\text{C}$), la durée de séchage t_{se} (heures) est une fonction décroissante de la température T ($^{\circ}\text{C}$) de séchage (figure 3.3-1).

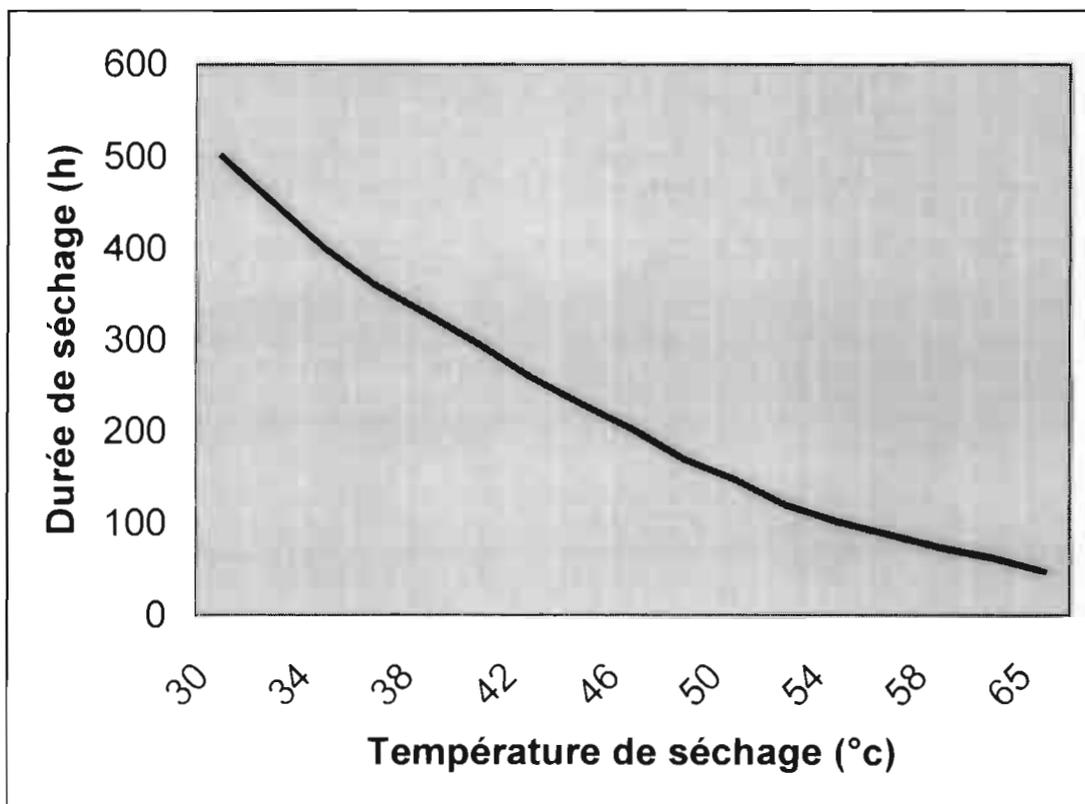
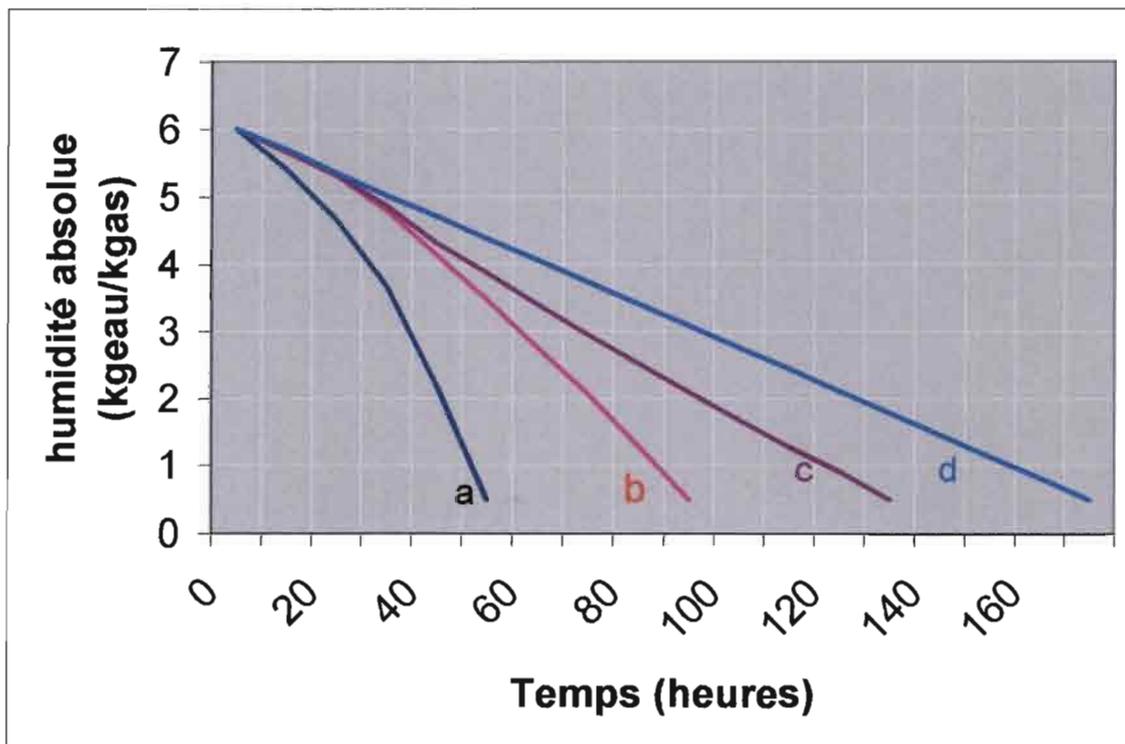


Figure 3.3-1 : Variation de la durée de séchage t_{se} ($^{\circ}\text{C}$) en fonction de la température T ($^{\circ}\text{C}$) de séchage.

L'évolution de l'humidité absolue hu_x^a (kgeau / kgas) des tranches de mangues au cours du séchage pour différentes valeurs de la température de consigne de séchage T (°C) est représentée sur la figure 3.3-2.



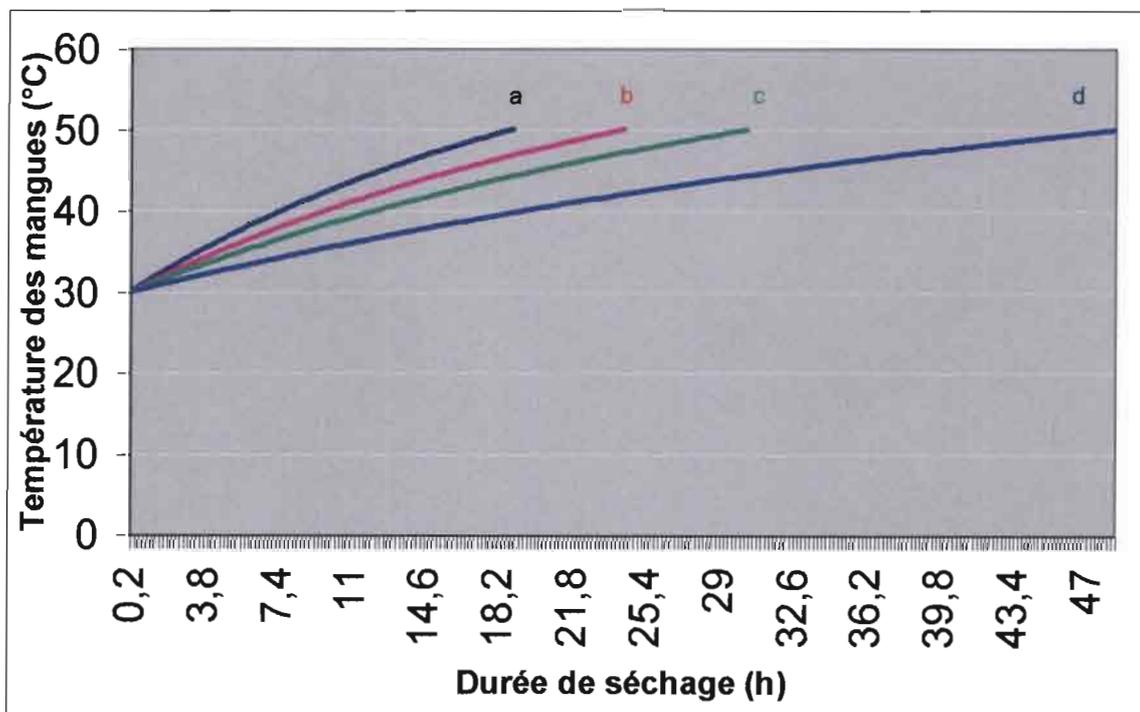
Légende	a : T = 65 °C	b : T = 60 °C	c : T = 55 °C	d : T = 50 °C
---------	---------------	---------------	---------------	---------------

Figure 3.3-2 : Evolution de l'humidité des mangues au cours du séchage pour différentes valeurs de la température T de séchage.

Enfin, pour une température de séchage égale à 65 °C et un débit massique de l'air asséchant égal à 4 kg / s, nous remarquons que les températures des parois intérieur et extérieur ne varient pas jusqu'au delà de 33°C.

3.4 Effet de la masse du produit à sécher :

La durée de séchage dépend de l'humidité de l'air et en grande partie de la masse du produit à sécher comme le montre la figure 3.4-1.



Légende	a : mx = 1550 kg	b : mx = 2000 kg	c : mx = 2500 kg	d : mx = 4000 kg
---------	------------------	------------------	------------------	------------------

Figure 3.4-1 : Evolution de la température Tx (°C) des tranches de mangues au cours du séchage pour différentes valeurs de la masse des mangues mx (kg).

3.5 Interprétation des résultats :

La simulation du modèle à partir de données météorologiques réelles extraites des fichiers du laboratoire de thermodynamique et Energie conduit aux remarques suivantes :

- L'action simultanée de l'insolation des fruits et d'un préchauffage de l'air pourrait provoquer une diminution importante du temps de séchage. En effet, l'augmentation de la température du fruit par insolation ou préchauffage de l'air asséchant accroît le courant d'air et la vitesse de séchage.
- Le séchage n'est pas uniforme. Avec les hypothèses choisies, les fruits atteignent des températures généralement supérieures à celles de l'air asséchant. Les températures superficielles des fruits et celles de l'air sont plus élevées dans la zone de sortie qu'au niveau des premières claies .
- La température et la vitesse de l'air, grandeurs indépendantes en régime permanent ne le sont pas en régime réel de fonctionnement. La température de l'air à l'entrée du séchoir et le rendement thermique sont une fonction décroissante du débit.

- Le rendement thermique augmente lorsque la surface de captage de l'insolateur diminue. En effet, l'énergie nécessaire pour évaporer une quantité d'eau est évidemment indépendante de la surface de captage. En augmentant celle-ci, on accroît la quantité d'énergie captée dont seule une partie est utilisée pour le séchage.

- Le rendement thermique augmente avec la fraction d'air recyclée. La température d'entrée de l'air dans le séchoir, plus élevée lors du recyclage uniformise le séchage entre la zone d'entrée et les claies de sortie, notamment lorsque le recyclage se fait à travers le séchoir. Cependant l'augmentation de la teneur en eau de l'air au sein du séchoir rend l'évaporation difficile ; par suite la température des fruits augmente jusqu'à atteindre, dans la zone de sortie, des valeurs qui risquent de les détériorer.

On peut conclure finalement qu'il n'est intéressant, en ce qui concerne le séchage des fruits et légumes, ni de laisser pénétrer le rayonnement solaire jusqu'au niveau du produit, ni de faire circuler l'air par convection naturelle.

On pouvait faire allusion à Hasnaoui qui a aussi étudié théoriquement l'influence du rayonnement solaire incident sur le séchage d'un lit de maïs et dont les résultats sont à rapprocher de ceux semblables obtenus ci-dessus.

CHAPITRE IV :

EFFICACITE ENERGETIQUE ET ENVIRONNEMENTALE DU TUNNEL DE SECHAGE

4.1 Etude énergétique :

○ CHALEUR D'EVAPORATION :

C'est la chaleur nécessaire pour évaporer l'eau du produit. Elle est donnée par :

$$Q_{ev} = \int_0^t \dot{m}_X L_v dt \quad (51)$$

avec : \dot{m}_X : vitesse de séchage (kg / s),

L_v : chaleur latente massique d'évaporation de l'eau du produit.

Cette chaleur Q_{ev} apportée par l'air asséchant ne représente qu'une partie de l'énergie Q_{se} véhiculée par ce dernier, car une autre partie est perdue (par conduction et par convection) à travers les parois du tunnel de séchage.

○ CHALEUR DE SECHAGE :

C'est la chaleur utilisée dans le tunnel de séchage et véhiculée par l'air asséchant.

Elle est donnée par :

$$Q_{se} = \int_0^t \dot{m}_A C_{pA} (T_{A,e} - T_{A,s}) dt \quad (52)$$

$T_{A,e}$: température de l'air à l'entrée du tunnel de séchage (K),

$T_{A,s}$: température de l'air à la sortie du tunnel de séchage (K),

\dot{m}_A : débit massique de l'air asséchant (kg / s),

C_{pA} : capacité calorifique massique à pression constante de l'air asséchant (J / kg. K).

En outre, si on connaît la chaleur d'évaporation Q_{ev} et l'efficacité thermique du séchoir E_{se} (pourcentage des pertes thermiques à travers les parois du tunnel de séchoir), on peut calculer la chaleur de séchage à l'aide de l'expression :

$$Q_{se} = \frac{Q_{ev}}{E_{se}} \quad (53)$$

avec :

$E_{se} = 82 \%$: système avec recycle et mélange d'air [18],

$E_{se} = 85 \%$: système sans recycle d'air [18].

○ CHALEUR TOTALE CONSOMMÉE :

C'est la somme de toutes les chaleurs utilisées dans le système de production d'air chaud. On peut la calculer à l'aide de l'expression :

$$Q'_{co} = \int_0^t \dot{m}_A C_{pA} (T_A - T_a) dt \quad (54)$$

avec :

T_A : température de l'air asséchant (K),

T_a : température ambiante (K).

En supposant, en outre, que la température de séchage T_A est constante pendant la durée de l'opération, on peut écrire que :

$$Q'_{co} = \dot{m}_A C_{pA} (T_A - \bar{T}_a) t \quad (55)$$

où \bar{T}_a désigne la valeur moyenne de la température ambiante (K).

Ou encore en écrivant le bilan thermique global au niveau du tunnel de séchage :

$$Q'_{co} = Q_{ap} + Q_{rc} \quad (56)$$

avec :

Q_{ap} : chaleur d'appoint,

Q_{rc} : chaleur recyclée (recyclage de l'air asséchant).

○ CHALEUR REJETÉE DANS L'AMBIANCE :

La chaleur rejetée est la chaleur véhiculée par l'air sortant du séchoir. On peut l'évaluer à l'aide de la relation :

$$Q_r = Q'_{co} - Q_{se} \quad (57)$$

Ou encore sous forme de l'intégrale :

$$Q_r = \int_0^t \dot{m}_A C_{pA} (T_{A,s} - T_a) dt \quad (58)$$

Elle représente donc une perte d'autant plus importante que la température de l'air asséchant à la sortie du séchoir est élevée.

○ CHALEUR RECYCLÉE :

Comme l'air sortant du séchoir a une température nettement supérieure à la température ambiante, son recyclage conduit à un apport supplémentaire d'énergie réutilisable par le système.

On peut évaluer cette énergie supplémentaire comme suit :

$$Q_{rc} = p_c Q_{se} \quad (59)$$

où p_c représente le taux de recyclage de l'air dans le système.

Notons que la chaleur réellement rejetée dans l'ambiance et non récupérée est :

$$Q_{rr} = (1 - p_c) Q_r \quad (60)$$

○ CHALEUR D'APPOINT :

La chaleur d'appoint régularise l'air entrant dans le tunnel de séchage à une température constante. Elle est fournie par les batteries chaude et froide considérée comme source de chaleur munie d'un système de régulation de température.

La chaleur d'appoint se calcule comme suit :

$$Q_{ap} = \int_0^t \dot{m}_A C_{pA} (T_A - T_{A.sc}) dt \quad (61)$$

avec :

$T_{A.sc}$: température de l'air à la sortie de la source chaude (K).

Soit encore :

$$Q_{ap} = Q'_{co} - Q_{rc} \quad (62)$$

4.2 Etude environnementale :

L'utilisation d'une énergie autre que le solaire entraîne dans la plupart des cas la conversion d'une énergie électrique. Cette dernière est issue souvent d'une réaction chimique par conséquent les résidus polluants sont jetés dans l'atmosphère. Dans le cas de l'utilisation d'une source électrique, comme dans les machines de compression. Les centrales thermiques qui sont les plus utilisées pour les demandes régulières consomment des combustibles lourds comme le fuel pour une production d'énergie électrique ; ainsi des gaz toxiques nés de combustion notamment le CO₂ sont jetés dans l'atmosphère. L'effet de serre est augmenté en ce sens que le CO₂ absorbe une partie du rayonnement solaire reflété par la terre et sous dimensionnement des machines frigorifiques.

En conséquence l'utilisation de l'énergie solaire permettant d'éviter le rejet du CO₂, rejetée par une centrale thermique utilisant le fuel lourd, constitue un avantage environnemental certain.

Nous savons qu'un kWh d'énergie électrique produit à partir du pétrole entraîne le rejet de 0,8056 kg de CO₂ pour un fonctionnement de 24 h / 24 ; la quantité de CO₂ rejetée par année est alors :

$$kgCO_2/an = 24 \times 365 \times \frac{Pe}{0,8056} = 10873,9 \times Pe$$

Avec Pe la puissance électrique de l'installation. kg / CO₂ / an = 1837686,196.

CONCLUSION GENERALE

Dans une première partie, nous avons établi les équations caractéristiques des différents échanges thermiques du système de traitement des tranches de mangues et de transfert de masse d'eau entre les produits à sécher et l'air asséchant. L'établissement de ces équations faisait l'objet de plusieurs hypothèses simplificatrices permettant d'aboutir, non seulement à des systèmes moins complexes mais, facilement saisissables et ne compromettant pas la fiabilité des résultats.

La méthode pas à pas, employée pour la discrétisation des équations, consiste à découper le tunnel en différentes sections spatiales dont chacune a la hauteur d'une claie. Cette méthode a la particularité de nous permettre de pouvoir résoudre les équations dans plusieurs langages de programmation.

En effet, pour la résolution du système constitué de cinq équations à cinq inconnues, beaucoup de langages de programmation se sont présentés à notre portée (Fortran, Maple, Excel), mais le plus exploitable à notre niveau restait le Visual Basic qui se trouve dans Excel.

Le troisième chapitre, faisant l'objet de la simulation des résultats obtenus, nous a permis d'élaborer des courbes facilement saisissables présentant l'influence et l'évolution de quelques paramètres d'entrée tels que le débit massique de l'air asséchant, la température de consigne de séchage et la masse du produit à sécher sur la durée et la vitesse de séchage.

Cependant, à cause de sa complexité, le modèle représentatif contient de nombreux paramètres plus ou moins connus tels que la vitesse de séchage dont aucune étude faite à ce niveau n'était à notre disposition.

La possession de ces courbes de simulation permet, après avoir fait l'étude de gestion économique et un bon planning de production du système de séchage, de choisir les points optimaux permettant d'atteindre les objectifs fixés.

D'autre part, ce modèle mathématique peut être adapter à d'autres types de produits comme les bananes et la vanille. Une étude complémentaire tenant compte des coefficients d'échange et des vitesse de séchage relatifs à chaque type de produit sera faite.

D'ailleurs, le principal problème résidait de la détermination de ces coefficients d'échange qui sont fortement dépendants des caractéristiques du produits à traiter ; d'autre part, vu le temps qui nous était imparti, il s'avérait très difficile de maîtriser un langage de programmation permettant de tenir en compte toutes les hypothèses.

Cependant, avec une constante motivation appuyée sur une documentation variée et des connaissances théoriques approfondies, nous avons répondu en grande partie au cahier des charges qui nous a été soumis.

Enfin, notre étude qui consistait à modéliser un tunnel de séchage industriel, contribuera dans une large mesure à développer un outil de prévision et de gestion de la production d'une unité de séchage industriel fonctionnant selon le procédé "High Efficiency Solar".

REFERENCES

BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- 1- CORTES Henri, Joseph BLOT, *Transferts thermiques Application à l'habitat*, Etude par la méthode nodale, pages, ellipse / édition marketing S.A., 1999.
- 2- RATOBISON R.M.H.E, *Abaques de dimensionnement et analyse technico-économique de systèmes de production d'eau et d'air chauds à chauffage partiellement solaire pour le traitement de la vanille*, Thèse de Docteur de l'Université De France-COMTE, 5-52, 1996.
- 3- Slesser C.G.M. and Cleland D., *Surface evaporation by forced convection, I. simultaneous heat and mass transfer*, Int. J Heat & Mass transfer 5, 735-749, 1962.
- 4- Michel Daguenet, *les séchoirs solaires : théorie et pratique*, Unesco, 1985.
- 5- Hasnaoui, *Influence du rayonnement solaire incident sur le séchage d'un lit de maïs*.
- 6- Talwakar A.T., *Direct solar drying*, PhD Thesis, University of Wisconsin, USA 1964.
- 7- Tabor H., *radiation, convection and conduction coefficients in solar collectors*, 1958.
- 8- Saccadura J.F., *Initiation aux transferts thermiques*, L. Tech. et Doc., Paris (1982).
- 9- De Graaf J.A. et Van der Held E.M., *The relation between the head transfer and the convection phenomena in enclosed plane air layer*, App. Sci. Res.3,393-409 (1953).
- 10- Gib.R, *Transmission de chaleur par convection naturelle*, A.N.R.T, Paris (1974).

- 11- ASHRAE Hand book et Product Directory, *Refrigeration and Air-Conditioning Engineers*, American Society of heating, Inc.345E, 47th St., NEW YORK (1953).
- 12- O'Toole J.L. and Silverton P.L., *correlation of convective heat transfer in confined horizontal layers*, Chemical E.P.S.S, 57 (32) (1961).
- 13- Hollands K.G.T., Unny T.E., Raithby G.D. and Konicek L., *Free convection heat transfer across inclined air layers*, Trans. ASME,189-193 (1976).
- 14- Buchberg H., Catton I. and Edwards D.K., *Natural convection in enclosed spaces*, A review of application in solar energy collection, 182-188 (1976).
- 15- Kays W.M. and Crawford M.E., *Convective heat transfer*, 2nd ed, N YEW (1980).
- 16- Granier P., *Les insolateurs à air multi-passes*. Thèse de Docteur-Ingénieur, Université de Perpignan (1980).
- 17- Drop kin D. and Somerscales E., *Heat transfer by natural convection in liquids confined by two parallel plates which are inclined at various angles with respect to the horizontal*, ASME, J. Heat Transfer 87, 77-84 (1965).
- 18- Hirunlabh J., *Abaques de dimensionnement de séchoirs modulaires polyvalents à chauffage partiellement solaire*, Thèse de Docteur de l'Univ. de Nice (1991).

ANNEXES :

ANNEXE A

TABLEAU DE QUELQUES RESULTATS OBTENUS

✓ Variation de la durée de séchage tse (heures) en fonction du débit massique m_x (kg / s) de l'air asséchant.

Débit massique (kg / s)	Durée de séchage (heures)	Débit massique (kg / s)	Durée de séchage (heures)
1,5	240	6,5	68,5
1,6	190	7	69
1,7	129	7,5	69,2
1,8	90	8	69,8
1,9	70	8,5	70
2	55	9	70,2
2,5	50	9,5	70,5
3	49	10	70,8
3,5	48	10,5	70,9
4	47,5	11	71
4,5	49	11,5	71
5	53	12	71
5,5	62	12,5	71
6	68		

✓ Evolution de l'humidité absolue des tranches de mangues au cours du séchage pour différentes valeurs du débit massique de l'air asséchant.

Temps (heures)	humidité absolue (kgeau / kgas)		
	7 kg / s	3,5 kg / s	1,7 kg / s
0	6	6	6
5	5,7	5,6	5,8
10	5,4	5,27	5,5
15	5,1	4,84	5,2
20	4,74	4,28	4,98
30	4,2	3,4	4,68
40	3,5	2,32	4,4
50	2,8	0,5	4
60	1,9		3,6
70	0,5		3,28
80			2,82
90			2,36
100			1,92
105			1,49
110			1,13
115			0,76
120			0,36

✓ Variation de la durée de séchage tse (heures) en fonction de la température T (°C) de consigne de séchage.

Température de séchage (°c)	Durée de séchage (h)	Température de séchage (°c)	Durée de séchage (h)
30	500	48	170
32	450	50	148
34	400	52	120
36	360	54	102
38	330	56	88
40	300	58	74
42	265	60	63
44	230	65	48
46	202		

✓ Evolution de l'humidité des tranches de mangues au cours du séchage pour différentes valeurs de la température de séchage.

Durée (heures)	humidité absolue (kgeau / kgas)			
	T = 65 °C	T = 60 °C	T = 55 °C	T = 50 °C
0	6	6	6	6
10	5,4	5,8	5,69	5,75
20	4,67	5,32	5,32	5,35
30	3,68	4,8	4,86	5,02
40	2,2	4,14	4,31	4,71
50	0,5	3,48	3,88	4,38
60		2,76	3,4	4,06
70		2,07	2,96	3,73529
80		1,3	2,53	3,41176
90		0,5	2,1	3,08824
100			1,68	2,76471
110			1,28	2,44118
120			0,92	2,11765
130			0,5	1,79412
140				1,47059
150				1,14706
160				0,82353
170				0,5

ANNEXE B

CARACTERISTIQUES DE L'AIR HUMIDE

On rappelle qu'un air humide est un mélange d'air sec et de vapeur d'eau. Sans entrer dans les considérations thermodynamiques, nous donnons ci-après quelques définitions et formules usuelles permettant de calculer les propriétés physiques de l'air humide, donc de l'air asséchant.

B1 : HUMIDITE RELATIVE

L'humidité relative hu^l ou degré hygrométrique de l'air humide est défini comme le rapport (ρ_{vap} / ρ_{vs}) entre la masse volumique de la vapeur d'eau ρ_{vap} et la masse volumique de la vapeur saturée ρ_{vs} . Elle est exprimée en (%) et la formule usuelle est donnée par [6] :

$$hu^l \approx P_{vap} / P_{vs}$$

avec :

P_{vap} : Pression partielle de vapeur d'eau dans l'air,

P_{vs} : Pression de vapeur saturante.

B2 : HUMIDITE ABSOLUE

L'humidité absolue hu^a ou la teneur en humidité de l'air humide est définie comme le rapport

(ρ_{vap} / ρ_{as}) entre la masse volumique de la vapeur d'eau ρ_{vap} et la masse volumique de l'air sec ρ_{as} . Elle est exprimée en (Kg/Kg) et la formule usuelle est donnée par [11] :

$$hu^a = 0,62198 P_{vap} / (P - P_{vap}) \quad (B2)$$

où P est la pression totale de l'air humide.

B3 : PRESSION DE VAPEUR SATURANTE

Bertrand a donné pour l'eau la formule suivante de la pression de vapeur saturante P_{vs} (atm) valable entre 0 et 200°C :

$$P_{vs} = 10^{(17,443 - 2795 \cdot T - 3,868 \log_{10} T)}$$

où T est la température de l'air humide (K).

Elle peut aussi s'écrire en fonction de la température ambiante T_a [11] :

$$P_{vs} = \exp (C_1 / T_a + C_2 + C_3 T_a + C_4 T_a^2 + C_5 T_a^3 + C_6 10 \log_{10} T_a) \text{ avec :}$$

$$C_1 = 5800,2206$$

$$C_2 = 1,3914993$$

$$C_3 = - 0,04860239$$

$$C_4 = 0,417647868 \cdot 10^{-4}$$

$$C_5 = - 0,14452093 \cdot 10^{-7}$$

$$C_6 = 6,5459673$$

B4 : COEFFICIENT DE DIFFUSION MOLECULAIRE DE LA VAPEUR D'EAU

Le coefficient de diffusion moléculaire D_M de la vapeur d'eau dans l'air est donné par la formule de Shirmer [8] :

$$D_M = 2,26.10^{-5} P^{-1} (T / 273)^{1,81} \quad (B5)$$

avec : D_M ($m^2 \cdot s^{-1}$) ; P (bars) ; T (K)

B5 : MASSE VOLUMIQUE

La masse volumique ρ de l'air humide est donnée par [6] :

$$\rho = (P - 0,378 P_{vap}) / r_a T \quad (B6)$$

avec : ρ ($Kg \cdot m^{-3}$) ; T (K) ; P et P_{vap} (Pa) ; $r_a = 287,1$ ($K \cdot Kg^{-1} \cdot K^{-1}$).

B6 : FRACTION MASSIQUE DE LA VAPEUR

La fraction massique C_v de la vapeur est donnée par [6] :

$$C_v = 0,622 P_{vap} / (P - 0,378 P_{vap}) \quad (B7)$$

B7 : CAPACITE CALORIFIQUE MASSIQUE A PRESSION CONSTANTE

La capacité calorifique massique à pression constante C_p de l'air humide est donnée par [6] :

$$C_p = C_{p_{as}} (1 - C_v) + C_{p_{vap}} C_v \quad (B8)$$

avec :

$C_{p_{as}} = 1004,4 \text{ (J.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1})$: capacité calorifique massique à pression constante de l'air sec ;

$C_{p_{vap}} = 1862,3 \text{ (J.Kg}^{-1}.\text{K}^{-1})$: capacité calorifique massique à pression constante de la vapeur d'eau.

B8 : CONDUCTIVITE THERMIQUE

La conductivité thermique $\lambda \text{ (W.m}^{-1}.\text{K}^{-1})$ de l'air humide est donnée par [6] :

$$\lambda = \lambda_{as} + 0,00476 C_v / (1 - C_v) \quad (\text{B9})$$

où λ_{as} est la conductivité de l'air sec et s'écrit comme suit :

$$\lambda_{as} = a_0 + a_1 t + a_2 t^2 + a_3 t^3 \quad (\text{B10})$$

avec :

t : température de l'air ($^{\circ}\text{C}$) ;

$$a_0 = 0,0243$$

$$a_1 = 9,47167.10^{-5}$$

$$a_2 = - 0,18250.10^{-5}$$

$$a_3 = 0,00227.10^{-5}$$

B9 : VISCOSITE DYNAMIQUE

La viscosité dynamique $\mu \text{ (Kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1})$ de l'air humide est donnée par [6] :

$$\mu = g / (P_{vap} / \mu_{vap} + P_{as} / \mu_{as})$$

avec :

g : accélération de la pesanteur ($m.s^{-2}$) ;

P_{as} : pression partielle de l'air sec exprimée par :

$$P_{as} = P - P_{vap} \quad (\text{les pressions exprimées en Pascal})$$

μ_{as} : viscosité dynamique de l'air sec ($Kg : m^{-1}.s^{-1}$) exprimée par :

$$\mu_{as} = 25,393.10^{-7} (T / 273,15)^{1/2} (1 + 122 / T)^{-1}$$

μ_v : viscosité dynamique de la vapeur d'eau ($Kg.m^{-1}.s^{-1}$) exprimée par :

$$\mu_{vap} = 30,147.10^{-7} (T / 273,15)^{1/2} (1 + 673 / T)^{-1}$$

T : température de l'air humide (K)

ANNEXE C

CORRELATIONS EN CONVECTION NATURELLE

Pour l'air confiné dans une cavité (couche plane), la bibliographie donne notamment les corrélations suivantes pour déterminer les coefficients d'échange thermique par convection naturelle :

- Corrélation de Van der Held, Mull & Reiher rapportée par Giblin [10] :

$Nu = 1$	$s = 0^\circ$;	$Gr < 10^3$
$Nu = 0,0661 Gr^{0,36}$	$s = 0^\circ$;	$2,5 \cdot 10^3 < Gr < 6 \cdot 10^4$
$Nu = 0,0463 Gr^{0,36}$	$s = 0^\circ$;	$2,5 \cdot 10^5 < Gr < 6 \cdot 10^7$
$Nu = 1$	$s = 90^\circ$;	$Gr < 10^4$
$Nu = 0,03556 gr^{0,36}$	$s = 90^\circ$;	$10^5 < Gr < 10^7$

- Corrélation de De Graaf & Van der Held [9] :

$Nu = 1$	$s = 0^\circ$;	$Gr < 2 \cdot 10^3$
$Nu = 0,0507 Gr^{0,4}$	$s = 0^\circ$;	$2 \cdot 10^3 < Gr < 5 \cdot 10^4$
$Nu \approx 3,8^6$	$s = 0^\circ$;	$5 \cdot 10^4 < Gr < 2 \cdot 10^5$
$Nu = 0,0426 Gr^{0,37}$	$s = 0^\circ$;	$Gr > 2 \cdot 10^5$
$Nu = 1$	$s = 20^\circ$;	$Gr < 2 \cdot 10^3$
$Nu = 0,0507 Gr^{0,4}$	$s = 20^\circ$;	$2 \cdot 10^3 < Gr < 3 \cdot 10^4$
$Nu \approx 3,6$	$s = 20^\circ$;	$4 \cdot 10^4 < Gr < 2 \cdot 10^5$

$Nu = 0,0426 Gr^{0,37}$	$s = 20^\circ$;	$Gr > 2.10^5$
$Nu = 1$	$s = 30^\circ$;	$Gr < 3.10^3$
$Nu = 0,0588 Gr^{0,37}$	$s = 30^\circ$;	$3.10^3 < Gr < 5.10^4$
$Nu = 0,0390 Gr^{0,37}$	$s = 30^\circ$;	$Gr > 2.10^5$
$Nu = 1$	$s = 45^\circ$;	$Gr < 4.10^3$
$Nu = 0,0503 Gr^{0,37}$	$s = 45^\circ$;	$4.10^3 < Gr < 5.10^4$
$Nu = 0,0372 Gr^{0,37}$	$s = 45^\circ$;	$Gr > 2.10^5$
$Nu = 1$	$s = 60^\circ$;	$Gr < 6.10^3$
$Nu = 0,0431 Gr^{0,37}$	$s = 60^\circ$;	$5.10^3 < Gr < 5.10^4$
$Nu = 0,0354 Gr^{0,37}$	$s = 60^\circ$;	$Gr > 2.10^5$
$Nu = 1$	$s = 70^\circ$;	$Gr < 6.10^3$
$Nu = 0,0384 Gr^{0,37}$	$s = 70^\circ$;	$10^4 < Gr < 8.10^4$
$Nu = 0,0342 Gr^{0,37}$	$s = 70^\circ$;	$Gr > 2.10^5$
$Nu = 1$	$s = 90^\circ$;	$Gr < 7.10^3$
$Nu = 0,0384 Gr^{0,37}$	$s = 90^\circ$;	$10^4 < Gr < 8.10^4$
$Nu = 0,0317 Gr^{0,37}$	$s = 90^\circ$;	$Gr > 2.10^5$

- Corrélation de Tabor [7] :

$Nu = 0,152 Gr^{0,281}$	$s = 0^\circ$;	$10^4 < Gr < 10^7$
$Nu = 0,093 Gr^{0,31}$	$s = 45^\circ$;	$10^4 < Gr < 10^7$
$Nu = 0,062 Gr^{0,327}$	$s = 90^\circ$;	$1,5.10^5 < Gr < 10^7$
$Nu = 0,033 Gr^{0,381}$	$s = 90^\circ$;	$1,5.10^4 < Gr < 1,5.10^5$

- Corrélation de O'Toole & Silverton [12] :

$$Nu = 0,00238 (Ra \cos s)^{0,816} \quad 1700 < Ra \cos s < 3500$$

$$Nu = 0,229 (Ra \cos s)^{0,252} \quad 3500 < Ra \cos s < 10^5$$

$$Nu = 0,104 (Ra \cos s^2)^{0,305} Pr^{0,084} \quad 10^5 < Ra \cos s < 10^9$$

- Corrélation de Dropkin & Somerscale [17] :

$$Nu = [0,069 - 0,02 (s / 90)] (Gr Pr)^{1/3} Pr^{0,074} \quad 5 \cdot 10^4 < Ra < 7,5 \cdot 10^8$$

- Corrélation de Hollands et al. [13] :

$$Nu = 1 + 1,44a \left[1 - \frac{1708}{Ra \cos s} \right]^+ + \left[\left(\frac{Ra \cos s}{5830} \right)^{1,3} - 1 \right]^+$$

$$s < 60^\circ ; 1708 < Ra \cos s < 5900$$

$$\text{avec : } a = 1 - [1708 (\sin 1,8 s)^{1,6} / (Ra \cos s)]$$

$$[]^+ = 0 \text{ si valeur negative}$$

- Corrélation de Buchberg et al. [14]

$$Nu = 1 + 1,446 [1 - 1708 / (Ra \cos s)] \quad 1708 < Ra \cos s < 5900$$

$$Nu = 0,229 (Ra \cos s)^{0,252} \quad 5900 < Ra \cos s < 9,23 \cdot 10^4$$

$$Nu = 0,157 (Ra \cos s^2)^{0,285} Pr^{0,084} \quad 9,23 \cdot 10^4 < Ra \cos s < 10^6$$

- Corrélation de Kays & Crawford [15] :

$$Nu = 0,649 Ra^{1/5} \quad s = 90^\circ \quad ; \quad Ra < 10^8$$

- Corrélation de C.O.S.T.I.C rapportée par Granier [16] :

$$Nu = 1 \quad s = 90^\circ \quad ; \quad 1 < Ra < 10^3$$

$$Nu = 0,105 Ra^{0,3} \quad s = 90^\circ \quad ; \quad 10^3 < Ra < 10^6$$

$$Nu = 1,3 Nu \quad s = 90^\circ$$

- Corrélation de Randall et al. Rapportée Granier [16] :

$$Nu = 0,118 [Ra \cos^2(s - 45)] \quad 45 \leq s \leq 90^\circ ; \quad 4 \cdot 10^3 \leq Gr \leq 3,1 \cdot 10^5$$

- Corrélation de Nishimura et al. :

$$Nu = 0,297 Ra^{1/4} (H/L)^{-1/4} (N+1)^{-1} \quad s = 90^\circ ; \quad 10^6 < Ra < 10^8$$

Où H est la hauteur de la cavité et N est le nombre de partitions

- Corrélation de Nishimura et al. :

$$Nu = 0,158 [Ra / (N+1)^4]^{0,283} \quad s = 0^\circ ; \quad 10^4 \leq Ra_c \leq 10^7$$

Avec : $Ra_c = Ra / (N+1)^4$ et n : nombre de partitions

- Corrélation de Ham Ady et al. :

$$Nu = 0,175 Ra^{0,275} \quad s = 90^\circ ; \quad 10^4 < Ra < 10^6$$

- Corrélation de Hung & Shiau :

$$Nu = 0,0617 Ra^{*0,316} \quad s = 90^\circ ; \quad 3,75 \cdot 10^8 < Ra^* < 1,93 \cdot 10^9$$

Pour les corrélations ne donnant pas de valeur du nombre de Nusselt entre 0° et 90° , les corrélations suivantes peuvent être utilisées :

- Corrélation de Catton et al. :

$$Nu(S) = Nu_{s=90^\circ} (\sin s)^{0,25} \quad 0^\circ < s < 110^\circ$$

- Corrélation de Arnol et al. et Zhong et al. :

$$Nu(s) = [Nu_{s=90^\circ} - Nu_{s=0^\circ}] [2 / \pi s \sin(s)] + Nu_{s=0^\circ} \quad \text{si } s \leq 150^\circ$$

$$Nu(s) = Nu_{s=180^\circ} [\cos(s - 180)] \quad \text{si } 150^\circ < s \leq 180^\circ$$

- Corrélation de Granier :

$$\text{Nu}(s) = (90 - s) \text{Nu}_{s=0^\circ} / 90 + s \text{Nu}_{s=90^\circ} / 90 \quad 0^\circ < s < 90^\circ$$

Les variations de la valeur du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Grashof pour les différentes corrélations sont représentées en coordonnées semi-logarithmiques par la figure C1. L'utilisation de la méthode de régression exponentielle à tous les points issus de ces différentes corrélations donne, pour $4 \cdot 10^3 \leq \text{Ra} \leq 10^8$, la moyenne suivante :

$$\text{Nu} = 0,18773 \text{Gr}^{0,26033}$$

ANNEXE D

CORRELATIONS EN CONVECTION FORCEEE INTERNE

(i) Conduits à section rectangulaire

Pour l'air circulant dans un conduit à section rectangulaire, la bibliographie donne diverses corrélations pour déterminer le coefficient d'échange thermique par convection forcée interne.

- Corrélation de Dittus & Boelter :

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad 0,7 \leq Pr \leq 120 ; 10^4 \leq Re \leq 1,2 \cdot 10^5$$

- Corrélation de Colburn :

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad 0,7 \leq Pr \leq 160 ; Re \leq 10^4$$

- Corrélation de Tan & Charters :

$$Nu = 0,018 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad Re < 10^4$$

- Corrélation de Malik & Buelow :

$$St = 0,1958 Re^{-1/8} \left[5 Pr + 5 \ln(5 Pr + 1) + \frac{0,0326 Re^{7/8} - 30,59}{0,00435 Re^{-8} - 1246,65 Re^{-7/8} - 1} \right]^{1/4}$$

- Corrélation de Incropera et al. :

$$Nu = 0,13 Re^{0.64} Pr^{0.38} \quad 5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 1,4 \cdot 10^4$$

Les variations de la valeur du nombre de Nusselt pour les différentes corrélations en fonction du nombre de Reynolds sont représentées par la figure D1.

L'utilisation de la méthode de régression exponentielle à tous les points issus de ces différentes corrélations donne, pour $5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^5$, la corrélation moyenne suivante :

$$Nu = 0,017 Re^{0,807}$$

(ii) Conduits à section circulaire

Pour l'eau circulant dans un conduit à section circulaire, la bibliographie donne entre autres les corrélations suivantes pour déterminer le coefficient d'échange thermique par convection forcée interne.

- Corrélation de Prandtl rapportée par Chapman :

$$Nu = 0,0396 Re^{1/2} Pr [1 + 1,74 Re^{-1/8} (Pr - 1)]^{-1} \quad Re > 10^4$$

- Corrélation de Nusselt rapportée par Garg et Chapman :

$$Nu = 0,036 Re^{0,8} Pr^{1/3} (D / L)^{1/18} \quad Re > 10^4$$

- Corrélation de Sieder & Tate :

$$Nu = 1,86 Re^{1/3} Pr^{1/3} (D / L)^{1/3} \quad 0,5 < Pr < 100 ; Re < 2100$$

$$Nu = 0,027 Re^{4/5} Pr^{1/3} \quad 0,7 \leq Pr < 16,7 ; Re > 10^4$$

- Corrélation de Hoffman rapportée par Chapman :

$$Nu = 0,0396 Re^{3/4} Pr [1 + 1,5 Pr^{-1/6} Re^{-1/8} (Pr - 1)]^{-1} \quad Re > 10^4$$

- Corrélation de Von Karman rapportée par Chapman :

$$Nu = \frac{0,0396 Re^{3/4} Pr}{1 + 0,995 Re^{-1/8} \left\{ (Pr-1) + Ln \left[1 + \frac{5}{6} (Pr-1) \right] \right\}} \quad Re > 10^4$$

- Corrélation de Hausen :

$$Nu = 3,5 + \frac{0,0668(D/L) Re Pr}{1 + 0,45[(D/L) Re Pr]^{2/3}} ; Re < 2100 ; 0,1 < Pe D/L < 10^4$$

- Corrélation de Prandtl :

$$Nu = F/8 Re Pr \left[1 + 8,7 \sqrt{F/8} (Pr-1) \right]^{-1} \quad Re > 5 \cdot 10^4$$

- Corrélation de McAdams :

$$Nu = 0,021 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad Re > 10^4$$

- Corrélation de Hausen :

$$Nu = 3,66 + \frac{0,19[(D/L) Re Pr]^{0,8}}{1 + 0,117[(D/L) Re Pr]^{0,467}} ; Re < 2100 ; 0,1 < Pe D/L < 10^4$$

$$Nu = 0,116 [1 + (D/L)^{2/3}] (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} \quad 2100 \leq Re \leq 10^4 ; 0,1 < Pe D/L < 10^4$$

- Corrélation de Petukhov & Popov :

$$Nu = F/8 Re Pr \left[1 + 12,7 \sqrt{F/8} (Pr^{2/3} - 1) \right]^{-1} \quad Re > 5 \cdot 10^4$$

- Corrélation de Kays :

$$Nu = 0,015 Re^{0,83} Pr^{0,5} \quad Re > 10^4 ; 1 \leq Pr \leq 20$$

- Corrélation de Petukhov :

$$Nu = \frac{F / 8 Re Pr}{1,34 F + (11,7 + 1,8 Pr^{1/3}) \sqrt{F / 8 (Pr^{2/3} - 1)}} \quad 10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$$

- Corrélation de Schlunder :

$$Nu = [(3,66)^3 + (1,61)^3 Pe (D/L)]^{1/3} \quad Re < 2100 ; 0,1 < Pe D/L < 10^4$$

- Corrélation de Sleicher & Rouse :

$$Nu = 5 + 0,015 Re^m Pr^n \quad Re > 10^4$$

avec :

$$m = 0,88 - 0,24 / (4 + Pr)$$

$$n = [1 + \exp(-0,6 Pr)] / 2$$

- Corrélation de Gnielinski :

$$Nu = 0,0214 (Re^{0,8} - 100) Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{D}{L} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{T_p}{T_f} \right)^{0,45} \quad Re > 10^4$$

avec :

T_p : température évaluée à la paroi

T_f : température loin de la paroi

- Corrélation de Gnielinski :

$$Nu = \frac{F / 8 (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \sqrt{F / 8 (Pr^{2/3} - 1)}} \left[1 + (D/L)^{2/3} \right]$$

avec ; $2300 < Re < 10^6$; $0,6 < Pr < 2000$

On note que ces formules ne sont valables que pour $L / D \geq 60$. Dans le cas contraire, on a les corrélations suivantes :

$$\left. \begin{array}{l} Nu = Nu(1 + 6D/L) \quad \text{si } 20 \leq L/D < 60 \\ Nu = Nu[1 + (D/L)^{0.7}] \quad \text{si } 2 \leq L/D < 20 \end{array} \right\} \text{ avec : } Nu = Nu(L/D \geq 60)$$

Nusselt ainsi que Sieder & Tate, pour un tube à section circulaire, proposent un facteur correctif $(\mu / \mu_p)^{0.14}$ lorsque les propriétés physiques du fluide sont variables μ et μ_p étant respectivement les viscosités dynamiques du fluide évaluées loin de la paroi et à la température de la paroi. C'est ce que préconise Whitaker pour de nombreuses autres géométries en régime turbulent lorsque la viscosité dépend de la température.

Les coefficients de friction F peuvent être évalués à partir des relations suivantes :

$$\text{Wilson et al . : } F = 0,014 + 1,056 Re^{-0.42} \quad 2400 < Re < 4.10^5$$

$$\text{Drew et al . : } F = 0,0056 + 0,5 Re^{-0.32} \quad 2400 < Re < 4.10^5$$

$$\text{Filonenko : } F = (1,82 \log_{10} Re - 1,64)^{-2}$$

$$\text{Taylor : } F = (0,0014 + 0,125 Re^{-0.32}) (T_p / T_f)^{0.5}$$

$$\text{Churchill : } F = [2,21 \text{ Ln } (Re/7)]^{-2}$$

$$\text{Chapman : } F = 0,046 Re^{-0.2}$$

Les variations de la valeur du nombre de Nusselt pour les différentes corrélations en fonction du nombre de Reynolds sont représentées respectivement pour $10^3 \leq Re \leq 2,1.10^3$ et $10^4 \leq Re \leq 10^5$ par les figures D3 et D4

L'utilisation de la méthode de régression exponentielle à tous les points issus de ces différentes corrélations donne les corrélations moyennes suivantes :

$$Nu = 0,49 Re^{0.326} \quad 10^3 \leq Re \leq 2,1.10^3$$

$$Nu = 0,038 Re^{0.808} \quad 10^4 \leq Re \leq 10^5$$

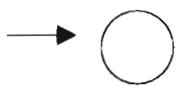
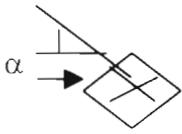
Selon Perry & Chilton, les expressions relatives à des conduits de section circulaire peuvent être utilisées pour des conduits de section quelconques à condition de prendre le diamètre hydraulique comme longueur caractéristique.

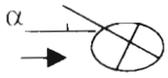
ANNEXE E

CORRELATIONS EN CONVECTION FORCEE EXTERNE

(i) A travers un corps isolé

Pour l'air en écoulement forcé externe à travers un corps isolé, non citons :

Configurations	Auteurs	Corrélations	Observations
	<p>Martinelli et al.</p> <p>Oosthuizen & Madan</p> <p>Whitaker</p>	$Nu = 0,989 Re^{0,33} Pr^{1/3}$ $Nu = 0,911 Re^{0,385} Pr^{1/3}$ $Nu = 0,683 Re^{0,466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0,193 Re^{0,618} Pr^{1/3}$ $Nu = 0,0266 Re^{0,805} Pr^{1/3}$ $Nu = (1 + 0,18 Ri - 0,011 Ri^2) Nu_{CF}$ <p>avec</p> $Nu_{CF} = 0,464 Re^{1/2} + 4,10^{-4} Re$ $Nu = 2 Re^{1/3} Pr^{1/3}$ $Nu = (0,5 Re^{1/2} + 0,2 Re^{2/3}) Pr^{1/3}$	<p>$1 \leq Re \leq 4$</p> <p>$4 \leq Re \leq 40$</p> <p>$40 \leq Re \leq 4 \cdot 10^3$</p> <p>$4 \cdot 10^3 \leq Re \leq 4 \cdot 10^4$</p> <p>$4 \cdot 10^4 \leq Re \leq 2,5 \cdot 10^5$</p> <p>$10^2 \leq Re \leq 3 \cdot 10^3$</p> <p>$2,5 \cdot 10^4 \leq Gr \leq 3 \cdot 10^5$</p> <p>$Re < 100$</p> <p>$100 \leq Re \leq 10^5$</p>
 <p>α: angle d'attaque</p>	<p>Reiher rapporté par chapman</p> <p>Hilper rapporté par Huetz et Petit</p> <p>Jacob</p> <p>Knudsen & Katz</p>	$Nu = 0,180 Re^{0,699} Pr^{0,35} ; \alpha = 0^\circ$ $Nu = 0,104 Re^{0,675} Pr^{0,35} ; \alpha = 0^\circ$ $Nu = 0,238 Re^{0,624} ; \alpha = 0^\circ$ $Nu = 0,25 Re^{0,588} Pr^{0,35} ; \alpha = 0^\circ$ $Nu = 0,102 Re^{0,675} Pr^{1/3} ; \alpha = 0^\circ$ $Nu = 0,222 Re^{0,588} Pr^{0,35} ; \alpha = 45^\circ$ $Nu = 0,092 Re^{0,675} ; \alpha = 0^\circ$	<p>$2,5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^5$</p> <p>$5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^5$</p> <p>$1,96 \cdot 10^3 \leq Re \leq 6 \cdot 10^3$</p> <p>$5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^5$</p> <p>$5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^5$</p> <p>$5 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^5$</p>

	Holman [124]	$Nu = 0,102 Re^{0,675} Pr^{1/3} ; \alpha = 0^\circ$	$5.10^3 \leq Re \leq 10^5$																																				
	Igarashi [125]	$Nu = 0,14 Re^{0,66} ; \alpha = 0^\circ$	$5,6.10^3 \leq Re \leq 10^4$																																				
		$Nu = 0,15 Re^{0,64} ; \alpha = 10^\circ$	$5,6.10^3 \leq Re \leq 10^4$																																				
		$Nu = 0,133 Re^{0,67} ; \alpha = 20^\circ$	$5,6.10^3 \leq Re \leq 10^4$																																				
		$Nu = 0,27 Re^{0,59} ; \alpha = 45^\circ$	$5,6.10^3 \leq Re \leq 10^4$																																				
	Reiher rapporté par Chapman [99]	$Nu = 0,25 Re^{0,612} Pr^{0,35} ; \alpha = 0^\circ$	$2,5.10^3 \leq Re \leq 1,5 \cdot 10^4$																																				
		$Nu = 0,096 Re^{0,804} Pr^{0,35} ; \alpha = 90^\circ$	$3.10^3 \leq Re \leq 1,5 \cdot 10^4$																																				
	Ota et al. [126]	$Nu = C Re^n_d = C^* Re_b^n$	$Re^n_d = \rho V d / \mu$ $Re^n_b = \rho V b / \mu$																																				
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>α (°)</th> <th>C</th> <th>C*</th> <th>n</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>0</td> <td>0,466</td> <td>0,546</td> <td>0,539</td> </tr> <tr> <td>15*</td> <td>0,705</td> <td>0,839</td> <td>0,492</td> </tr> <tr> <td>15+</td> <td>0,243</td> <td>0,278</td> <td>,610</td> </tr> <tr> <td>30</td> <td>0,979</td> <td>1,178</td> <td>,461</td> </tr> <tr> <td>45</td> <td>0,596</td> <td>0,700</td> <td>0,532</td> </tr> <tr> <td>60</td> <td>0,585</td> <td>0,684</td> <td>0,546</td> </tr> <tr> <td>75</td> <td>0,575</td> <td>0,671</td> <td>,549</td> </tr> <tr> <td>90</td> <td>0,574</td> <td>0,671</td> <td>,548</td> </tr> </tbody> </table>	α (°)	C	C*	n	0	0,466	0,546	0,539	15*	0,705	0,839	0,492	15+	0,243	0,278	,610	30	0,979	1,178	,461	45	0,596	0,700	0,532	60	0,585	0,684	0,546	75	0,575	0,671	,549	90	0,574	0,671	,548	<p>d : diamètre d'un cylindre circulaire de circonférence égale à celle du cylindre elliptique</p> <p>b : longueur du grand axe du cylindre elliptique</p>
	α (°)	C	C*	n																																			
0	0,466	0,546	0,539																																				
15*	0,705	0,839	0,492																																				
15+	0,243	0,278	,610																																				
30	0,979	1,178	,461																																				
45	0,596	0,700	0,532																																				
60	0,585	0,684	0,546																																				
75	0,575	0,671	,549																																				
90	0,574	0,671	,548																																				

(iii) A travers une série de corps rangés côte à côte

La corrélation proposée par Slesser et Cleland pour un écoulement d'air perpendiculaire à une série de corps parallélépipédiques rangés côte à côte est donnée par :

$$Nu = 0,32 Re^{0.7} Pr^{0.33}$$

Les expériences qui ont permis à Slesser et Cleland d'établir la corrélation précédente ont été réalisées pour des nombre de Reynolds inférieurs à 400. Cependant, en comparant les résultats de Lohrisch rapportés par Sarr et obtenus avec des corps cylindriques pour des nombres de Reynolds allant jusqu'à plus de $4 \cdot 10^4$, ces auteurs ont pu étendre l'application de leur corrélation.

Nous retenons cette corrélation pour déterminer le transfert thermique à travers nos gousses de vanille.

En effet, quel que soit le régime d'écoulement, la comparaison des résultats obtenus en appliquant les corrélations relatives à un écoulement d'air à travers un corps isolé (quelle que soit la section) avec ceux obtenus en utilisant la corrélation de Slesser et Cleland relative à un écoulement d'air à travers une série de corps parallélépipédiques rangés côte à côte donne un écart non négligeable.

ANNEXE F

QUELQUES TABLEAUX IMPORTANTS

➤ *Contraintes des produits.*

Produits	Humidité initiale (%) sur base humide	Humidité finale (%) sur base humide	Température maximale (°C)	Pré traitements
1. Paddy, cru	22-24	11	50	
2. Paddy, demi-cuit	30-35	13	50	cuisson à demi
3. Maïs	35	15	60-80	
4. Blé	20	16	45	
5. Millet	21	14		
6. Haricots		15		
7. Pois verts	80	5	65	blanchiment
8. Choux fleurs	80	6	65	découpage
9. Carottes	70	5	75	découpage blanchiment
10. Haricots verts	70	5	75	blanchiment
11. Oignons, ail	80	4	55	découpage
12. Choux	80	4	55	épinçage, blanchiment
13. Patates douces	75	7	75	morceaux
14. Pommes de terre	75	13		morceaux
15. Légumes à feuilles (épinards, feuilles de manioc etc.)	80	10		
16. Piments		5	65	
17. Manioc	62	17		morceaux
18. Prunes		25	77	soufrage
19. Pommes		24	70	découpage
20. Abricots, pêches	85	18	55	découpage, soufrage

➤ *Contraintes des produits.*

Produits	Humidité initiale (%) sur base humide	Humidité finale (%) sur base humide	Température maximale (°C)	Prétraitements
23. Goyaves		7	65	découpage, égrenage
24. Figes		24	45-50-65-70	soufrage
25. Thé			36	
26. Café	50-52	11		trempage, pelage
27. Fèves de cacao	50	07-août	55	fermentation
28. Coton		9		
29. Graines de coton		8		
30. Copra	30	5		découpage
31. Archides		9		
32. Epices			90	
33. Noix de cajou			90	
34. Poissons			45-50	
35. Cocon de ver à soie	68-70	10-déc	80	
36. Briques	16		70	
37. Bois				
feuillus,	25-35	17-20	40-50	
conifères,	30-40	oct-15	40-50	
bois trempé	60	12	40-50	
38. Cuir	50-65	18	30-35	tannage
39. Tissus, fil	50		75	