N° d'ordre 49 /2020

THESE DE DOCTORAT

Présentée par

M. MAHMOUD BOUOUD

Discipline : Génie Énergétique

Spécialité : Énergies Renouvelables

Sujet de la thèse : Modélisation et optimisation d'un système solaire de production d'air chaud: Application au séchage des matériaux argileux et au chauffage des bâtiments.

Formation Doctorale : Sciences de l'ingénieur Sciences Physiques, Mathématiques et Informatique.

Thèse présentée et soutenue le vendredi 16 octobre 2020 à 10h au centre de conférences devant le jury composé de :

Nom Prénom	Titre	Etablissement	
Mohammed JORIO	PES	Faculté des Sciences et Techniques de Fès	Président
Mohamed ROUGUI	PES	ENSET - Rabat	Rapporteur
Mbark BAKKAS	PES	Ecole Nationale Supérieure d'Art et Métiers de Meknès	Rapporteur
Abdelmajid JAMIL	PES	Ecole Supérieure de Technologie de Fès	Rapporteur
Said HAOUACHE	PES	Faculté des Sciences et Techniques de Fès	Examinateur
Ali AHAITOUF	PES	Faculté des Sciences et Techniques de Fès	Examinateur
Abdellah Mechaqrane	PES	Faculté des Sciences et Techniques de Fès	Directeur de thèse

Ahmed LAAROUSSI	UPF - Fès	Invité

Laboratoire d'accueil : Laboratoire Systèmes Intelligents, Géo-ressources et Énergies Renouvelables.

Etablissement : Faculté des Sciences et Techniques de Fès.

Dédicaces

A la mémoire de ma chère maman El Binani Naima

Je ne saurais exprimer mon grand chagrin en ton absence. J'aurais tellement voulu que tu sois à mes côtés ce jour, que ce travail soit une prière pour le repos de ton âme.

A mon très cher papa

Aucune dédicace ne saurait exprimer mon grand respect, et ma reconnaissance pour les sacrifices que tu as consentis pour mon éducation. J'implore Dieu le tout

puissant de t’accorder bonne santé et longue vie.

Remerciements

Je souhaite par ces quelques mots, adresser mes chaleureux remerciements à ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail de thèse.

Je tiens tout d'abord à exprimer mes vifs remerciements et ma profonde gratitude à mon Directeur de thèse Professeur **Abdellah Mechaqrane** qui a cru en moi depuis notre première rencontre et m'a offert l'opportunité de travailler sur ce projet de thèse. Je souhaite souligner la grande liberté qu'il m'a laissée dans l'organisation de mon travail et dans le développement de mes recherches et ma carrière professionnelle. Je souhaite également vous remercier de m'avoir toujours encouragé et supporté lors de mes multiples aventures et séjours de recherche en dehors du laboratoire. Au-delà de vos qualités professionnelles, vos qualités humaines exceptionnelles m'ont aidées à garder le cap pendant tout ce temps de dur labeur souvent très difficile.

Je tiens aussi à témoigner ma gratitude envers ceux qui ont accepté d'évaluer ce travail : **M. Ali Ahaitouf**, Président du Jury, **M. Abdelmajid Jamil**, et **M. Mbark Bakkas** et **M. Mohamed Rougui**, en qualité de rapporteurs, ainsi que **M. Said Haouache** et **M. Ahmed Laaroussi**, en qualité d'examinateurs.

À travers le Directeur Professeur **Ali Ahaitouf**, j'aimerais témoigner ma profonde gratitude à l'ensemble des membres du laboratoire SIGER. Un grand MERCI cher Directeur d'avoir mobilisé toutes les ressources nécessaires pour supporter la réalisation ainsi que la dissémination de nos travaux de recherches. Un merci spécial à mes collègues et amis doctorants et doctorantes du laboratoire, avec qui j'ai passé de bons moments et qui m'ont aussi apporté beaucoup de conseils et soutiens.

Mes sincères remerciements vont à ceux qui m'entourent et me supportent au présent : *Hajar, Driss* (Meilleur couple du monde ☺), *Hamza et Abdellatif* (Meilleurs petit et grand frères ☺), sans oublier la petite *Hafssa*. Sachez que si vous n'existiez pas, je vous aurai certainement inventés.

Énorme reconnaissance à toutes les personnes qui m'ont toujours soutenues et supportées tout au long de mon parcours académique. Je pense notamment à *Fouad, Taoufik, Badr, Mohammed, Hind, Saad, Hanae, Mouhcine et Myriam*.

Enfin, je souhaite remercier grandement toutes les personnes de ma famille ainsi que tous mes amis et amies de près ou de loin qui m'ont toujours apporté leur soutien inconditionnel.

Table des Matières

DEDICACES I

REMERCIEMENTS III

TABLE DES MATIERES V

NOMENCLATURE X

LISTE DES FIGURES XV

LISTE DES TABLEAUX XIX

RESUME XX

ABSTRACT XXI

INTRODUCTION GÉNÉRALE 21

CHAPITRE I : SYSTEMES DE PRODUCTION DE CHALEUR INDUSTRIELLE EN METTANT LE POINT SUR LES SYSTEMES SOLAIRES THERMIQUES 28

I INTRODUCTION 29

II GENERATION D'AIR CHAUD INDUSTRIEL 31

II.1 PROCESSUS DE CHAUFFAGE INDUSTRIELS 31

II.2 SYSTEMES DE GENERATION D'AIR CHAUD INDUSTRIEL 34

III PROCESSUS DE SECHAGE INDUSTRIEL 38

III.1 PRINCIPES DU SECHAGE INDUSTRIEL 38

III.2 CLASSIFICATION DES SYSTEMES DE SECHAGE 39

III.3 TECHNOLOGIES DE SECHAGE INDUSTRIEL 41

IV PRODUCTION DE CHALEUR SOLAIRE POUR DES PROCESSUS INDUSTRIELS 49
IV.1 CONCEPTION DES SYSTEMES DE PRODUCTION DE CHALEUR 49
IV.2 SYSTEMES SOLAIRES INDUSTRIELS DE PRODUCTION D'AIR ET D'EAU 52
IV.3 SYSTEMES DE PRODUCTION DE LA VAPEUR SOLAIRE 55
IV.3.1 Systèmes vapeur-flash 55
IV.3.2 Systèmes d'ébullition directe 56
IV.3.3 Système à chaudière à vapeur 58
IV.4 SECHAGE SOLAIRE INDUSTRIEL 59
IV.5 ÉCHANGEURS DE CHALEUR POUR LA PRODUCTION DE LA CHALEUR SOLAIRE 64
V CONCLUSION 66

CHAPITRE II : MODELISATION DES PERFORMANCES D'ECHANGEURS DE CHALEUR EAU-AIR A SOURCE INTERMITTENTE 68

I INTRODUCTION 69
II MODELISATION DES TRANSFERTS DE CHALEUR ET PERTE DE CHARGE 71
II.1 ÉCHANGEUR DE CHALEUR SANS AILETTES 71
II.1.1 Modélisation des Transferts de chaleurs 73
II.1.2 Modélisation de la perte de pression 82
II.2 ÉCHANGEURS DE CHALEUR A TUBES ET AILETTES 86
II.2.1 Modélisation des pertes de charge et transfert de chaleur côté eau 86
II.2.2 Modèles des pertes de charge et transfert de chaleur côté air 89
III VALIDATION DES MODELES MATHEMATIQUES 94
III.1 ÉCHANGEUR DE CHALEUR SANS AILETTES 94
III.2 ÉCHANGEUR DE CHALEUR AVEC AILETTES 97
III.2.1 Configuration de l'installation expérimentale 97
III.2.2 Validation expérimentale du modèle 101
IV CONCLUSION 106

CHAPITRE III : OPTIMISATION DE LA CONCEPTION D'UN ECHANGEUR DE CHALEUR EAU-AIR 107

I INTRODUCTION 108

II ÉCHANGEUR DE CHALEUR SANS AILETTES 110

II.1 IMPACT DE L'ARRANGEMENT ET COMPACITE DES TUBES 112

II.1.1 Impact sur le transfert de chaleur 112

II.1.2 Impact sur la perte de pression et la puissance requise 113

II.2 IMPACT DE LA VARIATION DU NOMBRE DE TUBES 114

II.2.1 Impact sur le transfert de chaleur 114

II.2.2 Impact sur la perte de pression et la puissance requise 117

II.3 IMPACT DE LA VARIATION DU DIAMETRE DES TUBES 119

II.3.1 Impact sur le transfert de chaleur 119

II.3.2 Impact sur la perte de pression et la puissance transmise requise 120

II.4 IMPACT DE LA VARIATION DU PAS TRANSVERSAL 121

II.4.1 Impact sur le transfert de chaleur 121

II.4.2 Impact sur la perte de pression et la puissance requise transmise 122

II.5 IMPACT DE LA VARIATION DE LA VITESSE D'AIR 123

II.5.1 Impact sur le transfert de chaleur 123

II.5.2 Impact sur la perte de pression et la puissance transmise requise 124

III ÉCHANGEUR DE CHALEUR AVEC AILETTES 124

III.1 PERFORMANCES THERMIQUES ANNUELLES DU SYSTEME DE SECHAGE SOLAIRE 130

IV CONCLUSION 132

CHAPITRE IV : INTEGRATION DES SYSTEMES SOLAIRES THERMIQUES DANS LE SECTEUR INDUSTRIEL 134

I INTRODUCTION 135

II MODELISATION D'UN SYSTEME DE SECHAGE SOLAIRE DES TUILES D'ARGILES 138

II.1 MODELISATION DES COMPOSANTS DU SYSTEME 139

II.1.1 Modélisation du capteur solaire sous-vide 139
II.1.2 Modélisation du ballon de stockage 140
II.1.3 Modélisation de l'échangeur de chaleur 141
II.1.4 Modélisation de la teneur en humidité des tuiles d'argiles 141
II.1.5 Simulation dynamique 143
II.2 OPTIMISATION D'UN PICO SYSTEME DE SECHAGE 147
II.2.1 Optimisation du collecteur solaire 147
II.2.2 Optimisation de la surface du collecteur à tubes sous vide 149
II.2.3 Optimisation du système de stockage 150
III OPTIMISATION D'UN SYSTEME INDUSTRIEL DE SECHAGE DES TUILES D'ARGILES 153
III.1 CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT 153
III.2 METHODOLOGIE 155
III.3 ANALYSE ET RESULTATS 159
III.3.1 Design préliminaire 159
III.3.2 Optimisation de l'ange d'inclinaison 160
III.3.3 Optimisation du débit d'eau dans le capteur solaire 161
III.3.4 Optimisation du la surface du champ solaire 162
III.3.5 Optimisation du volume de stockage 163
IV CONCLUSION 166

CHAPITRE V : APPLICATION DU SYSTEME DE PRODUCTION D'AIR CHAUD DANS LE CHAUFFAGE DES LOCAUX TERTIAIRES 168

I INTRODUCTION 169
II METHODOLOGIE 171
II.1 APPROCHE PERFORMANTIELLE 171
II.2 APPROCHE PRESCRIPTIVE 173
III PARAMETRES DE CONTROLE ET DE CONCEPTION 174
IV ÉVALUATION DU FLUX DE CHALEUR 175
V ÉVALUATION DE LA TEMPERATURE DE CHAUFFAGE 178

VI CONCLUSION **180**

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES **182**

BIBLIOGRAPHIE **189**

Nomenclature

ALCC	Annual Life Cycle Cost (Coût du Cycle de Vie Annuel) (USD)
$ALCC_{Sol}$	Coût du cycle de vie annualisé du système solaire (USD)
ALCS	Annual Life Cycle Saving (Economie Annuelle du Cycle de Vie) (USD)
LCC	Life Cycle Cost (Coût du Cycle de Vie) (USD)
TRNSYS	Transient System Simulation Tool
A	Surface de transfert de chaleur (m^2)
A_b	Surface de la base (m^2)
A_i	Surface du $i^{ème}$ segment de réservoir (m^2)
A_{HX}	Surface globale de transfert de chaleur (m^2)
A_f	Surface des ailettes (m^2)
A_c	Surface d'écoulement libre minimale (m^2)
c_p	Chaleur spécifique (J/kg K)
C_{pf}	Chaleur spécifique du fluide collecteur (kJ/kg. K)
$C_{Combustible}$	Coût spécifique du combustible (USD/kWh)
D	Diamètre externe de tube (m)
d	Taux d'actualisation
D_i	Diamètre interne de tube (m)
D_h	Diamètre hydrolique (m)
D_{eff}	Coefficient de diffusion (m^2/s)
F_R	Facteur global d'efficacité d'évacuation de la chaleur du collecteur
F_s	Pas entre ailettes (m)
f	Facteur de friction coté air
f_w	Facteur de friction coté eau

G	Transmittance thermique volumique (W/(m^3×°C))
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection (W/m^2.K)
h_{HTF}	Coefficient de transfert de chaleur par convection du fluide caloporteur (W/m^2.K)
h	Coefficient de transfert de chaleur par convection d'air (W/m^2.K)
H_L	Perte de chaleur à travers le bâtiment (W/°C)
I_{bT}	Rayonnement du faisceau incident sur le capteur solaire (kJ/h.m^{-2})
I_T	Rayonnement incident global sur le capteur solaire (W/m^2)
i	Taux d'inflation
j	Facteur de Colburn
k_{HTF}	Conductivité thermique du fluide caloporteur (W/m. K)
k_{wall}	Conductivité thermique des tubes d'échangeur (W/m. K)
L	Longueur totale des tubes (m)
l	Épaisseur de la demi-plaque (m)
M_i	Masse de fluide dans la i^{ème} section (kg/s)
$\dot{m}_h$	Débit massique de fluide vers le réservoir à partir de la source de chaleur (kg/s)
$\dot{m}_L$	Débit massique de fluide vers la charge et/ou le fluide d'appoint (kg/s)
MR	Taux d'humidité
M_{air}	Débit massique d'air (kg/s)
N	Durée de vie du système
Nu	Nombre de Nusselt coté air
Nu_{lam}	Nombre de Nusselt côté eau en régime d'écoulement laminaire

Nu_{turb}	Nombre de Nusselt côté eau en régime d'écoulement turbulent
Nu_{tra}	Nombre de Nusselt côté eau en régime d'écoulement de transition
N_T	Nombre de tubes par rangée
N_L	Nombre de rangées
N	Nombre total de tubes
n_f	Nombre d'ailettes
P	Puissance thermique requise pour le chauffage (W)
Pr	Nombre de Prandlt coté eau
P_c	Périmètre à la section d'écoulement minimale (m)
PWF	Facteur de valeur actuelle d'une série de paiements gonflables
Δp	Chute de pression d'air (Pa)
Δp_w	Chute de pression d'eau (Pa)
$\dot{Q}_i$	Taux d'énergie fournie par l'élément chauffant au i^{ème} segment
Q_{ann}	Besoins annuels en chauffage (kWh/an)
Re	Nombre de Reynolds coté air
Re_w	Nombre de Reynolds coté eau
r_c	Rayon extérieur du tube, y compris l'épaisseur du collier (m)
R_{eq}	Rayon équivalent pour aileron circulaire
S_T	Pas transversal (m)
S_L	Pas longitudinal (m)
S_D	Pas diagonal (m)
S_h	Numéro du segment de réservoir dans lequel entre le fluide de la source de chaleur 1 ≤S_h≤ N
S_L	Numéro du segment de réservoir dans lequel entre le fluide

	remplaçant celui extrait pour alimenter la charge 1 ≤S_L≤ N
S_C	Ouverture totale du réseau de capteurs ou surface brute
T_w	Température de surface (K)
T_i	Température d'entrée d'air (K)
T_o	Température de sortie de l'air (K)
ΔT_{lm}	Différence de température moyenne logarithmique (K)
T_L	Température du fluide remplaçant celle extraite pour alimenter la charge (°C)
T_{env}	Température de l'environnement autour du réservoir (°C)
T_{s_2}	Tubes en dehors de la température de surface (°C)
T_{h_1}	Température du fluide caloporteur (°C)
T_{s_1}	Température de surface intérieure (°C)
T_{i_air}	Température d'entrée d'air (°C)
T_{o_air}	Température d'entrée d'air (°C)
T	Température d'air de séchage (°C)
T_{i_S}	Température du i^{ème} segment de réservoir (°C)
T_a	Température ambiante (°C)
T_i	Température d'entrée du fluide vers le collecteur (°C)
t	Temps de séchage (s)
V	Vitesse d'air (m/s)
U_m	Vitesse maximale de l'air dans la zone d'écoulement minimale (m/s)
U_w	Vitesse d'écoulement d'eau (m/s)
$U_{L/T}$	Dépendance du coefficient de perte thermique à T (kJ/h.m^{-2}.K)
U_m	Vitesse maximale de l'air dans la zone d'écoulement minimale (m/s)

U_L	Coefficient global de perte thermique du capteur par unité de surface (kJ/h.m^{-2}.K)
UDD	Degrés-jours unifiés (°CJ)
v	Humidité d'air de séchage (%)
V	Volume du bâtiment (m^3)
w	Vitesse d'air de séchage (m/s)

Lettres grecques

α	Angle oblique d'ailette (°)
δ	Épaisseur d'ailette (m)
λ	Conductivité thermique de l'air (W/m.K)
ρ	Densité d'air (kg/m^3)
ρ_w	Densité d'eau (kg/m^3)
μ	Viscosité moyenne en flux libre (N.s/m^2)
μ_w	Viscosité dynamique de l'eau (N.s/m^2)
γ	Distance entre régimes laminaire et turbulent
ζ_f	Efficacité des ailerons
λ_f	Conductivité des ailettes (W/m.K)
$(\tau\alpha)_g$	$(\tau\alpha)$ Pour le rayonnement réfléchi par le sol
$(\tau\alpha)_b$	$(\tau\alpha)$ Pour le rayonnement du faisceau
$(\tau\alpha)_n$	$(\tau\alpha)$ Pour l'incidence normale
ρ_g	Réflexion au sol
η	Efficacité du collecteur thermique

Liste des Figures

FIGURE 1 : SCHEMA DE PRINCIPE D'UN GENERATEUR D'AIR CHAUD DIRECT 36
FIGURE 2 : SCHEMA DE PRINCIPE D'UN GENERATEUR D'AIR CHAUD INDIRECT 37
FIGURE 3: COMBINAISON DU SYSTEME D'ENERGIE SOLAIRE AVEC LE GENERATEUR DE CHALEUR EXISTANT .. 52
FIGURE 4: SYSTEME DE PRODUCTION DE CHALEUR INDUSTRIEL : CONFIGURATION EN SERIE 54
FIGURE 5 : SYSTEME DE PRODUCTION DE CHALEUR INDUSTRIEL : CONFIGURATION PARALLELE 55
FIGURE 6: SYSTEME DE PRODUCTION DE VAPEUR-FLASH 56
FIGURE 7: SYSTEME DE PRODUCTION DE VAPEUR DIRECT 56
FIGURE 8 : SYSTEME A CHAUDIERE NON CHAUFFEE 58
FIGURE 9: TRANSFERT DE CHALEUR A TRAVERS UN TUBE DE L'ECHANGEUR 72
FIGURE 10: ARRANGEMENT ALIGNE (GAUCHE) ET EN QUINCONCE (DROITE) DES TUBES DANS UN ECHANGEUR DE CHALEUR 73
FIGURE 11: PROFILS DE VITESSE ET DE TEMPERATURE D'UN FLUIDE EN ECOULEMENT A TRAVERS UN TUBE .. 73
FIGURE 12: PLANS DE GENERATION DE VITESSE MAXIMALE DANS UN ARRANGEMENT EN QUINCONCE 79
FIGURE 13: ARRANGEMENT ALIGNEE (A GAUCHE) ET EN QUINCONCE (A DROITE) 82
FIGURE 14: FACTEURS DE FRICTION ET DE CORRECTION POUR UN ARRANGEMENT ALIGNE 84
FIGURE 15: FACTEURS DE FRICTION ET DE CORRECTION POUR UN ARRANGEMENT EN QUINCONCE 84
FIGURE 16: ARCHITECTURE D'UN ECHANGEUR A TUBES ET AILETTES 90
FIGURE 17: FAISCEAU DE TUBES EN QUINCONCE A AILETTES A FENTES. 90
FIGURE 18 : SCHEMA DES DIFFERENTS PARAMETRES GEOMETRIQUES 91
FIGURE 19 : CONFIGURATION EXPERIMENTALE ET EMPLACEMENTS DES POINTS DE MESURE 100
FIGURE 20 : INSTALLATION EXPERIMENTALE POUR LES PERFORMANCES THERMIQUES DE L'ECHANGEUR DE CHALEUR A TUBES A AILETTES A FENTES. (A) ECHANTILLON D'ECHANGEUR DE CHALEUR A AILETTES A FENTES, (B) SYSTEME DE CONTROLE DE LA TEMPERATURE DE L'EAU, (C) SYSTEME EXPERIMENTAL EN SOUFFLERIE 100
FIGURE 21: ORGANIGRAMME DU CODE DE CALCUL 101
FIGURE 22 : INFLUENCE DE LA VARIATION DE LA TEMPERATURE D'ENTREE D'EAU SUR : (A) LA TEMPERATURE DE SORTIE D'AIR (B) LA TEMPERATURE DE SURFACE ET (C) LA CHUTE DE PRESSION D'AIR 104
FIGURE 23: INFLUENCE DE LA VARIATION DE LA TEMPERATURE D'ENTREE D'EAU SUR : (A) LE FACTEUR DE FRICTION (B) LE NOMBRE DE NUSSELT ET (C) LE COEFFICIENT DE TRANSFERT DE CHALEUR 105
FIGURE 24: COMPARAISON DU FLUX THERMIQUE POUR LES DISPOSITIONS DES RANGEES 112

FIGURE 25: INFLUENCE DE L'ARRANGEMENT SUR LA PERTE DE CHARGE POUR UNE CONFIGURATION COMPACTE 113
FIGURE 26: INFLUENCE DE L'ARRANGEMENT SUR LA CHUTE DE PRESSION DANS UNE CONFIGURATION ESPACEE 114
FIGURE 27: FLUX DE CHALEUR ET VARIATIONS DE TEMPERATURE AVEC LE NOMBRE TOTAL DE TUBES 115
FIGURE 28: VARIATIONS DU FLUX DE CHALEUR ET DE LA TEMPERATURE DE L'AIR AVEC LE NOMBRE DE RANGEES 116
FIGURE 29: FLUX DE CHALEUR ET VARIATIONS DE TEMPERATURE AVEC LE NOMBRE DE TUBES PAR RANGEE 117
FIGURE 30: FLUX DE CHALEUR ET VARIATIONS DE TEMPERATURE AVEC LE NOMBRE DE TUBES PAR RANGEE ET LE NOMBRE DE RANGEES 117
FIGURE 31: CHUTE DE PRESSION ET VARIATIONS DE LA PUISSANCE TRANSMISE EN FONCTION DU NOMBRE DE RANGEES (N_T CONSTANT) 118
FIGURE 32: CHUTE DE PRESSION ET VARIATIONS DE LA PUISSANCE TRANSMISE AVEC LE NOMBRE DE TUBES PAR RANGEE (N_L CONSTANT) 119
FIGURE 33: VARIATIONS DU FLUX DE CHALEUR ET DE LA TEMPERATURE DE SORTIE DE L'AIR AVEC LE DIAMETRE 120
FIGURE 34: CHUTE DE PRESSION ET VARIATIONS DE LA PUISSANCE TRANSMISE EN FONCTION DU DIAMETRE DU TUBE 121
FIGURE 35: VARIATIONS DU FLUX DE CHALEUR ET DE LA TEMPERATURE DE SORTIE DE L'AIR AVEC LE PAS TRANSVERSAL 122
FIGURE 36: CHUTE DE PRESSION ET VARIATIONS DE LA PUISSANCE TRANSMISE AVEC LE PAS TRANSVERSAL 122
FIGURE 37: FLUX DE CHALEUR ET VARIATIONS DE LA TEMPERATURE AVEC LA VITESSE DE L'AIR 123
FIGURE 38: CHUTE DE PRESSION ET VARIATIONS DE LA PUISSANCE TRANSMISE EN FONCTION DE LA VITESSE DE L'AIR 124
FIGURE 39: COMPARAISON DU CRITERE D'EVALUATION DES PERFORMANCES (PEC) ET DE LA TEMPERATURE DE SORTIE DE L'AIR POUR DIFFERENTES CONFIGURATIONS 128
FIGURE 40 : COMPARAISON DE LA PERTE DE CHARGE ET DE LA PUISSANCE TRANSMISE REQUISE POUR DIFFERENTES CONFIGURATIONS 128
FIGURE 41: INFLUENCE DE LA VARIATION DE LA VITESSE DE L'AIR SUR LA PUISSANCE REQUISE TRANSMISE ET LA TEMPERATURE DE SORTIE DE L'AIR POUR LES CONFIGURATIONS DE 18 MM ET 35 MM 129
FIGURE 42 : VARIATION DE LA TEMPERATURE DE SORTIE DE L'AIR ET DE L'EPAISSEUR DES AILETTES AVEC L'ESPACEMENT DES AILETTES 129

FIGURE 43 : DIAGRAMME TRNSYS RELATIF AU SYSTEME DE SECHAGE SOLAIRE 131
FIGURE 44: PERFORMANCE THERMIQUE ANNUELLE DU SYSTEME DE SECHAGE SOLAIRE..... 132
FIGURE 45 : COMPARAISON ENTRE SIMULATIONS ET MESURES EXPERIMENTALES DU TAUX D'HUMIDITE ... 143
FIGURE 46: TRNSYS DIAGRAM RELATIVE TO THE SOLAR DRYING SYSTEM..... 144
FIGURE 47: IRRADIATIONS GLOBALES MOYENNES ET LA TEMPERATURE AMBIANTE MAXIMALE MENSUELLES A FES 145
FIGURE 48: IRRADIATIONS HORIZONTALES GLOBALES HORAIRES A FES 146
FIGURE 49 : IRRADIATION GLOBALE HORIZONTALE ET LA TEMPERATURE AMBIANTE DURANT LA SEMAINE LA MOINS ENSOLEILLEE 146
FIGURE 50 : IRRADIATION GLOBALE HORIZONTALE MOYENNE POUR UNE PERIODE DE 8 HEURES LORS DU JOUR LE MOINS ENSOLEILLE 147
FIGURE 51 : COMPARAISON DES PERFORMANCES THERMIQUES D'UN CAPTEUR PLAN ET UN COLLECTEUR A TUBE SOUS VIDE DURANT LA SEMAINE LA MOINS ENSOLEILLEE 149
FIGURE 52 : VARIATION DE LA TEMPERATURE DE SECHAGE POUR DIFFERENTES SURFACES DURANT LA SEMAINE LA MOINS ENSOLEILLEE 150
FIGURE 53 : VARIATION DE LA TENEUR EN EAU DU MATERIAU ARGILEUX POUR DIFFERENTS VOLUME DE STOCKAGE 151
FIGURE 54 : VARIATION DU TAUX D'HUMIDITE ET LA PUISSANCE DU SYSTEME D'APPOINT REQUISE 152
FIGURE 55 : PROFILE DE CHARGE JOURNALIERE DU SECHOIR INDUSTRIEL 154
FIGURE 56: L'ENERGIE THERMIQUE MENSUELLE REQUISE POUR LE CHAUFFAGE D'AIR 154
FIGURE 57 : DIAGRAMME DU MODELE TRNSYS DU SECHOIR SOLAIRE INDUSTRIEL..... 159
FIGURE 58 : IMPACT DE L'ANGE D'INCLINAISON SUR L'ALCS 161
FIGURE 59 : IMPACT DU DEBIT D'EAU SUR L'ALCS 162
FIGURE 60 : IMPACT DE LA SURFACE DU CHAMP SOLAIRE SUR L'ALCS..... 163
FIGURE 61 : IMPACT DU VOLUME DE STOCKAGE SUR L'ALCS..... 164
FIGURE 62 : APPORT MENSUEL DU SYSTEME D'APPOINT DE LA CONFIGURATION OPTIMALE 165
FIGURE 63: PART DE LA CONSOMMATION D'ENERGIE TOTALE FINALE PAR SECTEUR AU MAROC EN 2017.. 169
FIGURE 64 : SYSTEME DE CHAUFFAGE SOLAIRE..... 175
FIGURE 65: FLUX DE CHALEUR DANS LE CAS DES HOTELS 177
FIGURE 66: FLUX DE CHALEUR DANS LE CAS DES HOPITAUX..... 177
FIGURE 67: FLUX DE CHALEUR DANS LES ETABLISSEMENTS ADMINISTRATIFS ET SCOLAIRES 178
FIGURE 68: DIFFERENTES TEMPERATURES D'AIR DANS LE CAS DES HOPITAUX 179
FIGURE 69: DIFFERENTES TEMPERATURES D'AIR DANS LE CAS DES HOTELS 180

FIGURE 70: DIFFERENTES TEMPERATURES DANS LE CAS DES ETABLISSEMENTS ADMINISTRATIFS ET SCOLAIRES 180

Liste des Tableaux

TABLEAU 1: CARACTERISTIQUES DES PROCEDES INDUSTRIELS NECESSITANT DES PROCESSUS DE CHAUFFAGE 34
TABLEAU 2: TECHNOLOGIES DE SECHAGE POUR CHAQUE TYPE DE PRODUITS 43
TABLEAU 3 : PLAGES DE TEMPERATURE POUR DIVERS PROCEDES INDUSTRIELS 50
TABLEAU 4 : SYSTEMES DE SECHAGE SOLAIRE INDUSTRIEL ACTUELLEMENT INSTALLES 61
TABLEAU 5: PARAMETRES UTILISES DANS LA VALIDATION DES SIMULATIONS DE TRANSFERT DE CHALEUR ... 95
TABLEAU 6: PARAMETRES UTILISES DANS LA VALIDATION DES SIMULATIONS DE PERTE DE CHARGE 96
TABLEAU 7: COMPARAISON DES RESULTATS DE TRANSFERT DE CHALEUR AVEC DES TRAVAUX ANTERIEURS .. 96
TABLEAU 8: COMPARAISON DES RESULTATS DE LA PERTE DE PRESSION AVEC DES TRAVAUX ANTERIEURS ... 97
TABLEAU 9 : INCERTITUDES MAXIMALES ESTIMEES 101
TABLEAU 10: PARAMETRES DE BASE 102
TABLEAU 11: PARAMETRES UTILISES DANS LA SIMULATION 111
TABLEAU 12: NOMBRE DE TUBES PAR RANGEE POUR CHAQUE CONFIGURATION 127
TABLEAU 13: CONDITIONS DE FONCTIONNEMENT DU SYSTEME DE SECHAGE 153
TABLEAU 14: PARAMETRES ECONOMIQUES 158

Résumé

En raison de la variabilité et l'intermittence de l'énergie solaire thermique, son intégration à l'échelle industriel dans des processus complexes comme le séchage des matériaux argileux nécessitant un contrôle rigoureux des conditions de fonctionnement demeure compliqué. De plus, la structure particulière du secteur industriel représente un obstacle important au déploiement de cette source d'énergie renouvelable. Dans cette thèse, nous avons modélisé et optimisé les différents composants d'un séchoir industriel pour les matériaux argileux basé sur un système solaire thermique avec stockage qui semble une alternative prometteuse et durable aux générateurs conventionnels de l'air chaud industriel. Dans cette étude, nous avons procédé à la modélisation et l'optimisation des performances thermiques de chaque élément du séchoir solaire, en se basant sur différentes fonctions objectives notamment la température de séchage, la perte de charge et le taux d'humidité dans le matériau à sécher. Une optimisation technico-économique du système complet via TRNSYS a été accomplie en visant la maximisation de l'économie annuelle du cycle de vie. D'après l'analyse approfondie du coût de cycle de vie du système de séchage étudié, on a montré que le design optimal assure une fraction solaire moyenne annuelle d'environ 69% ce qui permet d'assurer une économie annuelle du coût de cycle de vie (ALCS) de 9770 USD et une économie d'énergie brute de 218,16 MWh. Ainsi, l'optimisation du système peut générer une réduction de 10,6% du coût d'investissement initial avec un retour sur investissent de moins de 6 ans, une augmentation de 7,6% dans l'économie annuelle du cycle de vie, en plus d'une réduction des émissions de gaz à effet de serre équivalent CO_2 d'environ 51,92 tonnes/an.

Mots-clés : Séchoir solaire industriel, Modélisation, Optimisation, matériaux argileux, ALCS.

Abstract

Due to the variability and intermittency of solar thermal energy, its integration at the industrial level in complex processes such as drying of clay materials that requires rigorous control of the operating conditions remains complicated. In addition, the particular structure of the industrial sector represents a major obstacle to the deployment of this renewable energy source. In this thesis, modeling and optimization of different components of an industrial dryer for clay materials based on a solar thermal system with storage were carried out. This system seems a promising and sustainable alternative to conventional industrial hot air generators. Fist, the thermal performances of the solar dryer components were modeled and optimized based on different objective functions such as the drying temperature, the pressure drop and the moisture ratio of the clay material. Afterwards, with the aim of maximizing the annual life cycle savings, a technical and economic optimization of the complete system were conducted via TRNSYS. Based on an in-depth analysis of the life cycle cost of the considered solar drying system, the results showed that the optimal design ensures an average annual solar fraction of around 69%, which ensures an annual life cycle saving (ALCS) of 9770 USD and a gross energy saving of 218.16 MWh. Thus, the optimization of this drying system offered a reduction of 10.6% in the initial investment cost with a payback period of 5 years and 10 months, an increase of 7.6% in the annual life cycle saving in addition to a reduction in greenhouse gases equivalent CO_2 of approximately 51.92 tons per year.

Keywords: *Industrial solar dryer, Modeling, Optimization, Clay materials, ALCS*

Introduction Générale

L'énergie est l'un des facteurs clés pour l'avancement, la modernisation et le développement économique de toute nation. De ce fait, et suite à l'augmentation rapide de la demande mondiale en énergie, savoir comment répondre aux futurs besoins énergétiques dans le secteur industriel devient une nécessité.

Dans les dernières années, des améliorations modestes ont été apportées à la productivité industrielle et à l'absorption de chaleur renouvelable, et des mesures positives en matière de politique et d'innovation ont également été prises. Néanmoins, les progrès sont beaucoup trop lents et des efforts supplémentaires sur tous les fronts seront nécessaires pour mettre l'industrie sur la bonne voie avec le scénario de développement durable (SDD).

Le secteur industriel représentait 35% (156 EJ (exajoules (10^{18} joules))) de la consommation totale d'énergie finale dans le monde. Cela représente une augmentation annuelle de 1% de la consommation d'énergie depuis 2010 malgré que dans certains sous-secteurs énergivores comme l'industrie chimique et le traitement des métaux non ferreux, l'utilisation d'énergie avait connu une croissance plus rapide (entre 2% et 3,5% par an) (IEA, 2010, 2017). Environ 75% de l'énergie utilisée dans l'industrie est destinée aux utilisations finales thermiques, qui comprennent la production de vapeur pour les procédés industriels ainsi que le séchage, la réfrigération et d'autres besoins énergétiques.

Le mix énergétique du secteur industriel est resté globalement relativement inchangé depuis 2010. Malgré que la consommation finale d'énergie solaire thermique et géothermique a augmenté le plus rapidement, ayant plus que doublé de 2010 à 2017, elle représentait moins de 0,05% de la consommation finale totale d'énergie industrielle en 2017 (IEA, 2017). La contribution des

combustibles fossiles au mix énergétique est passée de 73% à 70%, tandis que l'électricité est passée de 18% à 21%, en grande partie grâce à une part croissante de l'électricité dans les industries non énergivores. Selon le SDD, la croissance de la consommation d'énergie doit être limitée à 0,8% par an jusqu'en 2030, malgré la croissance attendue de la production (IEA, 2019b). L'évolution du mix énergétique, notamment l'abandon du charbon vers le gaz naturel, la bioénergie et l'électricité, contribue à une baisse de l'intensité des émissions de CO_2 de la consommation d'énergie industrielle.

À l'échelle mondiale, la chaleur représente plus des deux tiers de la consommation totale d'énergie dans les procédés industriels, et la moitié de cette demande en chaleur correspond aux basses et moyennes températures (<400°C) (IEA SHC, 2018). Pour ces gammes de températures, la production de chaleur solaire peut être considérée comme une solution énergétique propre et renouvelable efficace dans de nombreux pays du monde. Un certain nombre de projets prometteurs ont été mis en œuvre au cours des dernières années, allant des usines de démonstration à petite échelle aux très grands systèmes d'une capacité importante (100 MW_{th} pour la centrale de Miraah à Oman). Au moins 741 (avec un total de 567 MW_{th}) de systèmes de production chaleur solaire industrielle, ont été mis en service à la fin de l'année 2018 (AEE Intec, 2019). Les principaux domaines d'application des systèmes solaires thermiques se trouvent dans différentes industries notamment des produits agroalimentaires, du textile, du papier et des matériaux de construction, où environ 60% des besoins en chaleur peuvent être satisfaits par des températures inférieures à 250°C (IEA SHC, 2016).

Au Maroc, le secteur industriel connaît une forte croissance depuis plusieurs années. Selon les dernières statistiques, le secteur industriel représente plus de 22% de la consommation énergétique totale. Le secteur de l'Agro-alimentaire est le deuxième consommateur d'énergie après le secteur des

matériaux de construction. Les autres principaux secteurs consommateurs d'énergie et dont le potentiel d'économie d'énergie reste important pour la compétitivité industrielle nationale sont principalement le secteur Textile, le secteur minier et la transformation des métaux (AMEE, 2017; IEA, 2017). Cette consommation d'énergie devrait augmenter annuellement de 7% en moyenne.

Le royaume vise à augmenter dans les prochaines années le taux d'intégration industriel à environ 85% dans certains secteurs notamment l'industrie automobile où le pays a pu atteindre plus de 60%. Cependant, et afin d'atteindre cet objectif, il serait nécessaire de toucher aux segments restants des chaines d'approvisionnements des différentes industries en passant de l'importation de certains matériaux comme le verre et l'aluminium à la fabrication de ces matériaux. Par conséquent, ce développement ambitieux augmentera considérablement la part de la consommation de combustibles fossiles et les émissions directes de CO_2 du secteur. Ces inconvénients du développement de l'industrie nationale peuvent être réduits par divers moyens notamment l'amélioration de l'efficacité énergétique à travers l'utilisation de nouveaux procédés de fabrication innovants et l'augmentation de la part des sources d'énergie renouvelables et propres. Étant donné que les ressources solaires dans le pays sont abondantes avec un potentiel de 2600 kWh/m^2/an et environ 3000 h d'ensoleillement par an (MASEN, 2016), l'intégration de la chaleur solaire dans les processus industriels est une alternative respectueuse du climat extrêmement appropriée pour garantir la demande de chaleur du secteur dans le pays dans les années avenirs. Néanmoins, ces technologies de production de chaleur solaire doivent être adaptées pour répondre aux besoins spécifiques en énergie de chaque application.

Le séchage est l'un des processus industriels les plus énergivores représentant en moyenne 12% de la consommation totale d'énergie en processus de fabrication, qui est estimée à plus de 10^{11} MJ/an dans les pays industrialisés. Par ailleurs, dans l'industrie des matériaux argileux (briques, tuiles etc…) la consommation spécifique d'énergie thermique est d'environ 2,18 MJ/Kg de matériau (Bennamoun & Belhamri, 2003; Pirasteh et al., 2014). Il faut également noter que le processus de séchage a un effet décisif sur la qualité des matériaux d'argileux (briques, tuiles etc…) séchés commercialement. L'augmentation des coûts énergétiques, les exigences en matière de technologies respectueuses de l'environnement et durables ainsi que la demande croissante des consommateurs pour des carreaux d'argile de meilleure qualité sont une réalité quotidienne de la production de matériaux de construction. Les chambres et les tunnels de séchage industriels passent constamment par un processus d'innovation. L'objectif principal de toute innovation est d'utiliser les sources propres, de raccourcir le temps de séchage et de réduire la consommation d'énergie.

L'objectif principal de cette thèse est d'optimiser les performances d'un séchoir solaire industriel pour soutenir ou remplacer les systèmes de production de chaleur conventionnels dans le secteur industriel et en particulier dans les processus énergivores comme la fabrication des matériaux de construction au Maroc. Cet objectif est atteint à travers la modélisation et l'optimisation de la conception des différents composants du système de production de chaleur solaire notamment l'échangeur de chaleur, la technologie de capteur solaire, la surface des capteurs, l'inclinaison des capteurs, le système de stockage ainsi que les différents débits d'air et d'eau. Cette optimisation reposera sur la maximisation des performances thermiques tout en tenant compte du coût total du cycle de vie du système thermique étudié. De plus, cette thèse explore également la faisabilité d'adapter le système de production d'air chaud considéré dans le chauffage des locaux du secteur tertiaire.

Le premier chapitre de cette thèse introduit les différentes technologies et configurations des systèmes de production de chaleur industrielle et met la lumière sur les différents processus industriels nécessitant de l'air chaud. En premier lieu, les technologies de production de chaleur industrielle ont été catégorisées et présentées en fonction des différentes sources d'énergie utilisées notamment les systèmes à base de combustible, d'électricité, de vapeur en plus des systèmes hybride. De plus, les générateurs d'air chaud industriels les plus utilisés ont été également explorés. Ensuite, les principes du processus de séchage industriel ont été expliqués tout en mettant l'accent sur les différentes méthodes de séchage et les différents types de séchoirs industriels. Nous nous sommes focalisés dans la suite de ce chapitre sur l'exploration des principes de la conception et l'utilisation des différents systèmes industriels de production de chaleur à travers l'énergie solaire thermique avec un point particulier sur le séchage solaire industriel. Ceci permettra d'identifier les opportunités d'intégration et d'amélioration des systèmes solaires thermiques utilisés dans le processus de séchage.

Dans le deuxième chapitre, les deux types d'échangeurs de chaleur eau-air les plus utilisés dans les systèmes indirects de production d'air chaud industriel sont modélisés. Les modèles mathématiques décrivant le transfert de chaleur et les pertes de charge dans les différentes structures des échangeurs à flux croisé sont présentés, comparés et validés. Deux approches ont été considérées dans la phase de validation des modèles à savoir la validation par comparaison de nos résultats avec des travaux de recherches antérieurs et la validation expérimentale par des tests sur un bon d'essai d'échangeurs de chaleurs. Les résultats de ce chapitre ont donné lieu à deux articles publications dans des revues internationales à savoir « International Journal of Hydrogen Energy (Mahmoud Bououd & Mechaqrane, 2017) et « IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science » (M Bououd et al., 2018).

Le troisième chapitre présente la méthodologie et résultats de l'optimisation des performances thermiques et aérodynamiques des échangeurs modélisés. En effet, l'impact de la variation des différents paramètres géométriques de l'échangeur de chaleur a été exploré. Cette optimisation a été effectuée en considérant le transfert de chaleur et perte de pression comme fonctions objectives. Ensuite, les performances thermiques d'un système de séchage des briques d'argile ont été évaluées en comparant les résultats obtenus en utilisant la configuration optimale de l'échangeur de chaleur aux résultats de la configuration de base. Les résultats de cette partie ont fait l'objet de publications dans des journaux internationaux notamment « International Journal of Hydrogen Energy » (Mahmoud Bououd & Mechaqrane, 2017) et « International Journal for Renewable Energy Research » (Mahmoud Bououd et al., 2019).

Dans le chapitre quatre, on a présenté une méthodologie détaillée visant la conception et l'optimisation d'un système solaire thermique destiné au processus de séchage des tuiles d'argiles. La première étape a concerné la modélisation et l'évaluation des performances thermiques d'un système de séchage des tuiles d'argile sous les conditions climatiques de la ville de Fès. Les différents éléments de ce système ont été analysés pour maximiser la production de chaleur lors de la semaine la moins ensoleillée de l'année. Cette optimisation est effectuée sous l'environnement de simulation thermique dynamique (TRNSYS.v17) couplé à deux modèles externes, sous Matlab, pour l'estimation des transferts de chaleur de l'eau vers l'air et de la teneur en eau dans les tuiles d'argile à tout instant du processus de séchage. Dans la deuxième étape, les résultats obtenus sont utilisés pour procéder à l'optimisation technico-économique d'un séchoir solaire industriel. Cette optimisation s'est basée sur la maximisation de l'économie annuelle du coût de cycle de vie du séchoir solaire étudié. Afin d'identifier la configuration la plus efficace techniquement et économiquement du système de production de

chaleur solaire considéré, l'effet de la variation des différents composants et paramètres sur l'économie annuelle du coût de cycle de vie a été examiné sous TRNSYS. Une bonne partie des résultats présentés dans ce chapitre ont été publiés dans « AIP Conference Proceeding » (M. Bououd, Hachchadi, Janusevicius, Mechaqrane, et al., 2018).

Le dernier chapitre met le point sur l'exploration de la faisabilité d'étendre l'utilisation du système de production d'air chaud objet de cette étude au secteur des bâtiments tertiaires. Dans cet objectif, les méthodes de calcul les plus utilisées dans la modélisation des systèmes de chauffages ont été identifiées. Nous nous sommes, par la suite, intéressés à la conception et optimisation des performances du système de chauffage pour différents types de bâtiments tertiaires notamment (i) bâtiments administratifs et écoles publiques, (ii) hôpitaux et (iii) hôtels. Les résultats présentés dans ce chapitre ont fait l'objet un article publié dans « IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering »(M. Bououd, Hachchadi, Janusevicius, Martinaitis, et al., 2018).

Chapitre I : Systèmes de production de chaleur industrielle en mettant le point sur les systèmes solaires thermiques

I Introduction

L'énergie solaire thermique est l'une des technologies vertes permettant l'exploitation du rayonnement solaire dans la production de l'énergie thermique ou de l'énergie électrique pour une utilisation dans les différents secteurs économiques à savoir industriel, résidentiel et commercial.

Le principe de base de l'énergie solaire thermique est de transformer le rayonnement solaire en chaleur via un système thermodynamique. Les premières applications de cette technique remontent à 1896, date à laquelle le chauffe-eau solaire a été inventé aux États-Unis (Ben Gravely, 2015).

Les premiers exemples de chauffe-eau solaires étaient essentiellement des boîtes peintes en noir et remplies d'eau. Un inconvénient majeur de ce type de système était l'absence d'un moyen de conservation de la chaleur. L'inventeur Clarence Kemp a développé un nouveau système qui a amélioré la capacité des chauffe-eau solaires à retenir la chaleur. Ses améliorations ont contribué à rendre le chauffage solaire de l'eau commercialement viable à grande échelle pour la première fois. Le système était le premier chauffe-eau par lots et incorporait un stockage et une collecte d'eau chaude à l'intérieur d'une boîte en bois. Un autre pionnier notable de la technologie solaire thermique a été William Bailey qui, en 1909, a créé un design compact plus ergonomique et est devenu un leader du marché de l'énergie solaire thermique. Le système inventé par Bailey est le premier système à thermosiphon qui a placé le réservoir sur le toit et un collecteur en dessous. Le système de Bailey signifiait également que l'eau chaude pouvait être utilisée de jour comme de nuit, ce qui était une grande amélioration par rapport à l'ancien système (Ben Gravely, 2015).

Dans les années trente du XXe siècle, environ 30% des foyers de Pasadena en Californie disposaient d'un système d'eau chaude solaire. Il y avait aussi une industrie solaire en plein essor en Floride qui est devenue un important fabricant de systèmes de chauffage solaire thermique. En raison de l'utilisation du cuivre uniquement à des fins militaires pendant la seconde guerre mondiale, l'industrie solaire thermique s'est considérablement réduite et a provoqué une baisse d'intérêt pour l'énergie solaire thermique, mais l'industrie s'est rétablie après la Seconde Guerre mondiale. L'industrie du chauffage solaire au début était principalement confinée en Californie et en Floride parce que la technologie à l'époque gelait pendant l'hiver. Après la fin de la Seconde Guerre mondiale, plus de 50% des maisons de Miami avaient installé un chauffe-eau solaire. Au cours des années cinquante, des ingénieurs et scientifiques ont conçu des surfaces noires sélectives plus efficaces pour collecter et stocker la chaleur, ce qui était particulièrement utile à l'industrie des chauffe-eau solaires. (Szabo, 2017).

De grands progrès dans la technologie solaire thermique ont été réalisés au cours des années 1970, lorsque le prix du pétrole a commencé à augmenter et que l'utilisation de l'énergie solaire dans le programme spatial a lancé la recherche sur l'énergie solaire thermique. Le développement sérieux de la technologie de chauffage solaire a commencé à la fin des années soixante-dix, ce qui a coïncidé avec l'avertissement initial concernant un lien entre le changement climatique et les combustibles fossiles. Les améliorations de la capacité technologique signifiaient que le solaire thermique pouvait désormais être utilisé dans des climats plus doux et était intégré aux systèmes antigel au cours des années quatre-vingt (Szabo, 2017).

D'importants programmes de financement de l'énergie solaire ont commencé au cours des années quatre-vingt, créant une impulsion majeure pour l'industrie avec de nombreuses nouvelles entreprises naissant pour répondre

à la demande d'énergie renouvelable aux États-Unis. Des avancées majeures dans l'énergie solaire thermique sont en cours dans le monde entier avec des pays comme l'Espagne et l'Australie parmi les leaders actuels du marché.

Dans la première partie de ce chapitre, nous jetterons la lumière sur les différents systèmes et technologies de production de chaleur industriels et en particulier les générateurs d'air chaud. Une attention particulière sera donnée au processus de séchage industriel en mettant le point sur les différentes méthodes de séchage et types de séchoir industriels.

La deuxième partie se focalisera sur la discussion des principes de conception des systèmes de production de chaleur industrielle et l'exploration des différents systèmes thermiques solaires industriels. Le séchage solaire industriel sera discuté et les principaux systèmes existants seront présentés. Finalement, les différents types d'échangeurs de chaleurs assurant la conversion de l'énergie solaire thermique en énergie utile pour les processus industriel seront résumés.

II Génération d'air chaud industriel

II.1 Processus de chauffage industriels

Les processus de chauffage industriel sont plus consommateurs que toute autre forme de demande d'énergie dans ce secteur, en représentant environ 70% de l'utilisation finale de l'énergie du secteur manufacturier (IEA, 2017). Il existe une large gamme d'exploitation de la chaleur telles que le chauffage, le séchage, le durcissement, le changement de phase, etc. qui sont des opérations fondamentales dans la fabrication de la plupart des produits industriels, notamment métaux, plastique, caoutchouc, béton, verre et céramique. A l'échelle mondiale, les procédés de chauffage industriel sont généralement assurés par diverses sources comprenant une combinaison

d'électricité (4%), de vapeur (31%) et de combustibles (65%) tels que le gaz naturel, le charbon, la biomasse et le fioul (IEA, 2017).

Les technologies utilisées dans les procédés de production d'air chaud industriel sont généralement conçues autour de quatre principaux types d'énergie :

- Technologies de chauffage par procédé à base de combustible
- Technologies de chauffage par procédé basées sur l'électricité
- Technologies de chauffage par procédé à base de vapeur
- Technologies de chauffage par procédé hybride.

Les systèmes de chauffage à base de combustibles génèrent de l'énergie thermique par la combustion des solides, liquides ou gazeux, et la transfèrent directement ou indirectement au matériau. Les gaz de combustion peuvent être soit en contact direct avec le matériau (Chauffage direct par convection d'air), soit utiliser un mécanisme de transfert de chaleur rayonnante en acheminant les gaz chauds à travers des tubes ou panneaux de brûleurs radiants et ainsi séparés du matériau (Chauffage indirect). Les fours, les séchoirs, et les fondoirs sont des exemples d'équipements de chauffage de procédé à base de combustible.

Les systèmes de chauffage industriel à base d'électricité peuvent également transformer des matériaux par des processus directs et indirects. En effet, le courant électrique peut être appliqué directement à des matériaux appropriés conduisant à un chauffage direct par résistance, ou encore l'énergie à haute fréquence qui peut être couplée par induction à des matériaux appropriés conduisant à un chauffage indirect. Les systèmes de chauffage à base d'électricité sont utilisés pour effectuer des opérations telles que le chauffage, le séchage, le durcissement, la fusion et le formage. Les fours électriques à arc, les émetteurs infrarouges, le chauffage par induction, le séchage par

radiofréquence, le chauffage par laser, le traitement par micro-ondes, etc sont les techniques généralement utilisées (Deshmukh, 2005).

Les systèmes de chauffage à base de vapeur peuvent assurer le chauffage à travers la génération de vapeur direct ou indirecte. Semblable aux systèmes directs et indirects à base de combustible, la vapeur est soit directement introduite dans le processus de chauffage comme dans le barbotage de vapeur soit indirectement en contact avec le processus via un mécanisme de transfert de chaleur. Le chauffage à la vapeur représente une quantité importante de production de chaleur utilisée dans le chauffage industriel à basse température (<200 °C) (Deshmukh, 2005). Les systèmes à base de vapeur sont principalement destinés aux industries où l'approvisionnement en chaleur est égal ou inférieur à environ 200 °C. L'utilisation de la cogénération (production simultanée de vapeur et d'électricité) est un autre exemple où les systèmes de chauffage à vapeur sont couramment utilisés (Datagroup, 2019).

Les systèmes de chauffage hybride utilisent une combinaison de technologies de chauffage basées sur différentes sources d'énergie et/ou différentes méthodes de chauffage pour optimiser leur consommation et augmenter l'efficacité thermique globale du procédé. Par exemple des systèmes de chaudières hybrides combinant une chaudière à combustible et une chaudière électrique utilisant de l'électricité hors heures de pointe sont parfois utilisés dans des zones où l'électricité est moins coûteuse. Des combinaisons d'énergie électromagnétique (EM) pénétrante (par exemple micro-ondes ou radiofréquence) et d'air chaud convectif peuvent produire des processus de séchage accélérés en ciblant sélectivement l'humidité avec l'énergie EM pénétrante, ce qui donne une efficacité et une qualité de produit bien plus élevées que les processus de séchage basés uniquement sur la convection, qui peut être limité par la conductivité thermique du matériau (Deshmukh, 2005).

Une grande quantité d'énergie est utilisée pour le chauffage de process dans le secteur manufacturier, sous forme de combustibles, d'électricité et de vapeur. Les carburants courants comprennent le gaz naturel, le charbon, le mazout et les gaz liquéfiés. Les secteurs du raffinage du pétrole, des produits chimiques, des pâtes et papiers et du fer et de l'acier utilisent également des sous-produits combustibles provenant de matières premières énergétiques. Environ 13% du combustible utilisé pour la fabrication est utilisé pour produire de l'électricité et de la vapeur sur place(Chapas & Colwell, 2007; Thekdi, 2007; US DOE, 2004). Les caractéristiques des principales opérations de fabrication qui impliquent un processus de chauffage sont présentées dans le Tableau 1 ci-dessus.

Tableau 1: Caractéristiques des procédés industriels nécessitant des processus de chauffage (S. A. Kalogirou, 2014)

Processus industriel	Applications	Rang de température
Fusion non métallique	Fabrication de matières plastiques et de caoutchouc, la préparation des aliments, adoucissant et réchauffant	900 – 1600 °C
Fusion et fusion de métaux	Moulage, fabrication d'acier et autres métaux, production de verre.	700 - 1600 °C
Calcination	Calcination à la chaux	600 – 1150 °C
Traitement thermique et réchauffage des métaux	Durcissement, recuit, trempe, forgeage, roulant.	500 – 1150 °C
Cokéfaction	Fabrication du fer et autres métaux	700 – 1050 °C
Séchage	Élimination de l'eau et des composés organiques	60 – 550 °C
Durcissement et formage	Enrobage, production de polymères, émaillage, moulage, extrusion	140 – 650 °C
Chauffage fluide	La préparation des aliments, production chimique, réformer, distillation, fissuration, hydrotraitement	110 – 460 °C
Autre	Préchauffage, catalyse, oxydation thermique, incinération, autre chauffage	100 – 1650 °C

II.2 Systèmes de génération d'air chaud industriel

Les systèmes de génération d'air chaud sont utilisés soit pour assurer les processus de chauffage dans les fours, les séchoirs et les étuves ou encore pour le chauffage de locaux. Selon le secteur d'activité, les besoins en air

chaud sont différents, particulièrement en termes de température. Les générateurs d'air chaud à basses températures entre 20 et 70°C assurent des activités de chauffage de bâtiments commerciaux et industriels ainsi que dans le secteur de l'agriculture et en particulier en élevage et serres. D'autres activités comme le séchage de matériau (tuiles et briqueteries, bois) et de certains produits destinés à l'alimentation comme le maïs sont assurées par des systèmes de production d'air chaud à moyenne température entre 70°C et 200 °C (Patel Amit, 2012). En ce qui concerne les générateurs d'air chaud à hautes températures supérieur à 200°C et pouvant aller jusqu'à 1000°C, les principaux procédés où ces systèmes sont utilisés couvrent la granulation, la déshydratation (bois, engrais, fourrage), l'industrie chimique et agro-industrie. Généralement, les générateurs d'air chaud sont constitués d'un foyer de combustion alimenté en combustible par des dispositifs classiques notamment les silos de stockage, systèmes d'extraction et de transfert. Les fumées issues du foyer de combustion sont ensuite utilisées pour produire de l'air chaud. On distingue alors deux types de générateurs d'air chaud à savoir les générateurs directs et indirects.

En effet, les générateurs d'air chaud « direct » utilisent directement dans le process les fumées générées par la combustion, avec ou sans dilution. Ce type de systèmes trouve son application principalement dans les process à haute température où la propreté de l'air chaud pour les process ne représente pas une contrainte. Parmi les avantages des systèmes directs on peut citer le rendement élevé qui peut atteindre les 98% ainsi que la simplicité technique en l'absence de l'échangeur de chaleur, ce qui limite les opérations de maintenance notamment comme le nettoyage de l'échangeur (Hasanuzzaman et al., 2012; Pochet, 2017). Cependant, l'air chaud produit pour le process est chargé en poussières s'agissant d'un mélange entre des fumées de combustion et un air de dilution. Dans ce cas, le traitement des effluents est plus difficile compte tenu des volumes importants à traiter et de la

température élevée de l'air chaud produit. Les générateurs d'air chaud direct sont composés de 3 parties principales, comme illustré dans la Figure 1, à savoir « le foyer » étant le lieu de dégradation du combustible et de début de flamme, « la chambre de combustion » où la flamme se développe et enfin « la chambre de dilution » qui est le lieu de refroidissement des gaz de combustion par l'apport d'air ambiant qui permet de réguler la température d'air en entrée selon le besoin. Pour un air chaud plus propre un premier dépoussiérage type cyclone pourrait être mis en place en sortie de chambre de dilution en fonction des exigences sur la qualité de l'air entrant (Pochet, 2017).

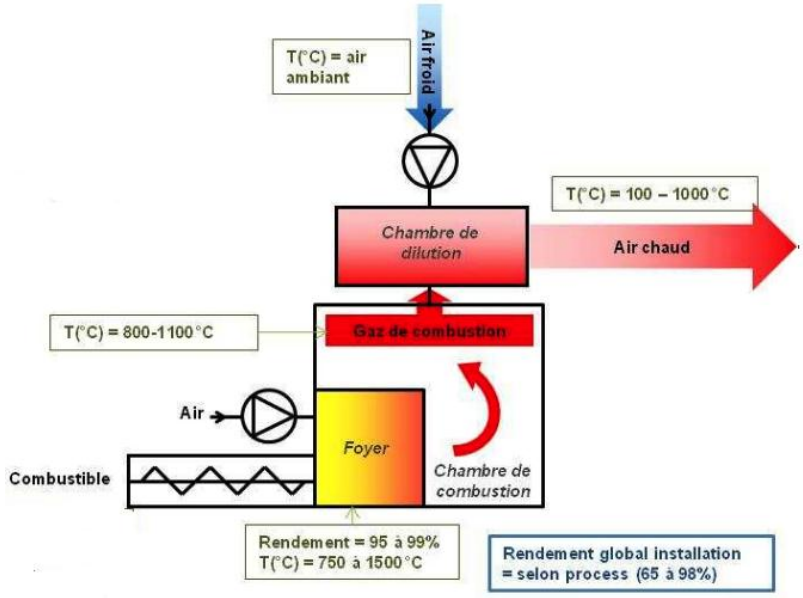


Figure 1 : Schéma de principe d'un générateur d'air chaud direct (Pochet, 2017)

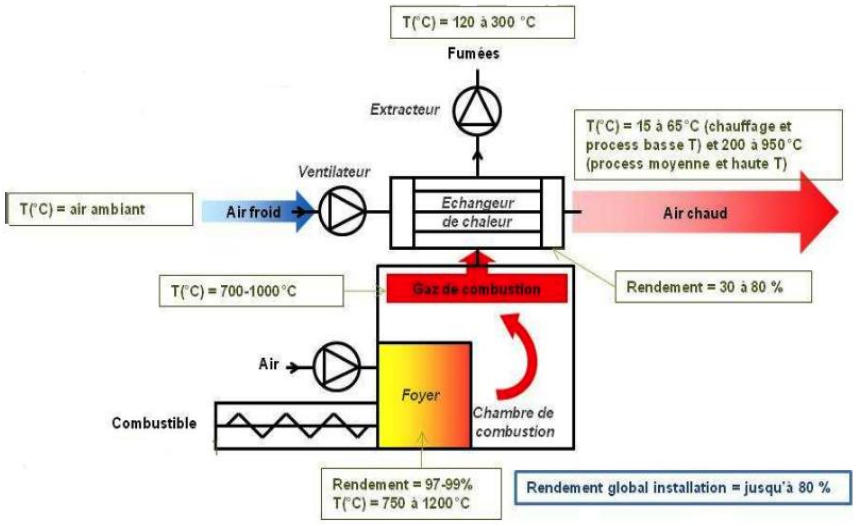


Figure 2 : Schéma de principe d'un générateur d'air chaud indirect (Pochet, 2017)

Par ailleurs, les générateurs d'air chaud « indirect » utilisent la chambre et les fumées de combustion pour chauffer l'air à destination du processus industriel. L'air ambiant est injecté à travers le générateur via un ventilateur externe afin d'être réchauffé autour de la chambre de combustion ou dans un échangeur de chaleur gaz-gaz dont le circuit primaire est alimenté par les fumées de combustion. Ces générateurs d'air chaud sont le plus souvent destinés aux applications où la production de l'air pur est nécessaire (Pochet, 2017).

En plus du foyer et de la chambre de combustion, les générateurs d'air chaud indirect comprennent également un échangeur de chaleur gaz-gaz assurant le transfert de chaleur entre les gaz de combustion et l'air d'approvisionnement. Ces systèmes de chauffage d'air indirect sont similaires au système de production d'eau chaude ou de la vapeur d'eau où la seule différence est le fluide à chauffer qui ici, de l'air. La Figure 2 montre le schéma de principe d'un générateur d'air chaud indirect (Pochet, 2017).

III Processus de séchage industriel

III.1 Principes du séchage industriel

Par définition, le séchage est le processus d'élimination l'humidité excessive d'un produit naturel ou industriel pour le conserver ou pour atteindre le niveau de teneur en eau requis. Le séchage est un processus énergivore dans plusieurs industries telles que le textile, le phosphate, la transformation laitière, la production de ciment, le traitement des eaux usées, la production de tuiles et de briques d'argile, etc. Deux processus ont lieu lors du séchage : l'un est le transfert de chaleur vers le produit en utilisant l'énergie de la source de chauffage, et l'autre est le transfert de masse d'humidité de l'intérieur du produit à sa surface et de la surface à l'air ambiant, sous forme de vapeur d'eau.

Sauf quelques exceptions, la plupart des produits de l'industrie actuelle subissent un séchage à un moment ou à un autre. Les matériaux doivent avoir une teneur en humidité particulière pour le traitement, le moulage ou la granulation. Les poudres doivent être séchées à une faible teneur en humidité appropriée pour un emballage satisfaisant. Chaque fois que les produits sont chauffés à des températures élevées, comme dans les procédés céramiques et métallurgiques, le pré-séchage à des températures plus basses avant les fours de cuisson est avantageux pour les économies d'énergie. Le coût du transport (comme dans le cas du charbon) dépend de la teneur en humidité du produit, et un équilibre doit être trouvé entre le coût du transport et le coût du séchage (Keey, 2013).

L’air chaud ou les fumées de combustion sont les fluides de séchage les plus utilisés dans le transfert de chaleur et l’évacuation de l’humidité. Ainsi, nous parlons d’un séchage par entrainement dans lequel l’eau se diffuse sous l’effet d’un potentiel de pression du produit vers l’air. Par ailleurs, nous parlons d’un

séchage par ébullition lorsque la vapeur d'eau surchauffée est utilisée comme fluide de séchage. Dans ce cas, le produit est environné d'une atmosphère de vapeur d'eau pure et le transfert de l'eau sortant du produit s'effectue par un simple écoulement sans résistance. Ce dernier type de séchage présente beaucoup d'intérêts économiques (rendement énergétique élevé) et environnementaux (récupération des vapeurs et odeurs). Le séchage en vapeur d'eau assure également une sécurité vis-à-vis des incendies. Cependant, cette technique n'occupe qu'une petite place dans l'industrie et n'est adaptée que pour une gamme limitée de produits suite à plusieurs difficulté technologiques (problèmes d'encrassement, risque d'oxydation du produit, modifier les caractéristiques du produit etc…) (ADEME, 2017).

Le séchage thermique est essentiel dans les domaines alimentaire et agricole. Le séchage par pulvérisation et la lyophilisation sont également largement utilisés. Dans l'industrie céramique en particulier les matériaux argileux, le séchage est une opération vitale où un grand soin doit être apporté en raison du rétrécissement considérable qui se produit lors du séchage et le contrôle de l'humidité est très important. Le séchage est également largement utilisé dans l'industrie textile. Le besoin de qualité du produit impose de sérieuses contraintes sur le séchoir choisi et son fonctionnement. La qualité dépend de l'utilisation finale du produit. Pour de nombreux produits chimiques, les considérations de manipulation déterminent les exigences de teneur en humidité. Pour les denrées alimentaires, la rétention d'arôme, la palatabilité et les propriétés de réhydratation sont importantes. Le bois doit conserver sa résistance et ses propriétés décoratives après séchage (Mujumdar, 2014).

III.2 Classification des systèmes de séchage

D'après la littérature, et pour un processus industriel donné, les systèmes de séchage industriel peuvent généralement être classifiés selon trois aspects. Le premier est basé sur les méthodes de transfert de chaleur utilisé par le

système de séchage, à savoir le séchage par conduction, par convection, par rayonnement ou encore le séchage diélectrique. La lyophilisation est classée comme un cas particulier de séchage par conduction. Le deuxième aspect est basé sur le type de récipient de séchage : plateau, tambour rotatif, lit fluidisé, pneumatique ou pulvérisateur. Tandis que la troisième classification des séchoirs est basée sur la forme physique de l'aliment (Kudra & Mujumdar, 2009).

Toutefois, plusieurs chercheurs ont donné différentes classifications aux séchoirs industriels regroupant plusieurs paramètres en même temps. Sloan (1967) a identifié une vingtaine de types de séchoirs et les a classés selon qu'ils sont discontinus ou continus, effectuent des échanges thermiques par contact direct avec les gaz ou par échanges thermiques à travers les parois des cuves, ou encore en fonction du mouvement de l'équipement. Une telle classification, bien qu'utile pour distinguer et décrire les systèmes discrets, ne va pas loin en reliant les systèmes discrets aux problèmes de processus qu'ils sont censés gérer. McCormick (1973) a tenté de résoudre le problème du point de vue de l'utilisateur. Un total de 19 types de séchoirs ont été classés en fonction de la façon dont ils manipulent différents matériaux. Schlunder (1982) a donné une classification des séchoirs qui englobe l'état physique du produit ainsi que le temps de séjour du produit dans le séchoir. Pour des temps de séchage très courts (<1 min), des séchoirs flash, à pulvérisation ou à tambour sont utilisés. Pour les temps de séchage très longs (> 1 h), seuls les séchoirs à tunnel, à camion ou à convoyeur sont appropriés. La plupart des séchoirs fonctionnent dans la gamme intermédiaire, pour laquelle un très large assortiment de séchoirs est disponible (Mujumdar, 1987). Keey (2013) a classé les séchoirs selon trois facteurs principaux notamment la manière dont la chaleur est fournie au matériau, la température et la pression de fonctionnement (haute, moyenne ou basse température, séchage

atmosphérique ou sous vide) ainsi que la manière dont le matériau est traité dans le séchoir.

III.3 Technologies de séchage industriel

Plusieurs technologies de séchoirs industriels sont rapportées dans la littérature dont une centaine disponible dans le commerce auprès de différents fournisseurs. Compte tenu de l'énorme diversité physique et chimique des produits industriels qui doivent être séchés, de la variété des moyens de transfert de l'énergie au matériau pour le séchage, des larges plages de température et de pression de fonctionnement, etc., ce n'est pas surprenant que tant de types de séchoirs soient disponibles. En effet, même pour chaque type de séchoir, par exemple un séchoir par pulvérisation ou un séchoir à lit fluidisé, on peut identifier des dizaines de sous-types chacun avec des caractéristiques distinctes qui les rendent particulièrement adaptés à certaines applications industrielles.

La sélection de la technologie de séchoir appropriée est étroitement liée aux caractéristiques du procédé industriel et produit à sécher car elles définiront les paramètres de fonctionnement de l'installation. Ainsi, les spécifications d'un séchoir industriel doivent tenir en compte les propriétés de la matière humide et sèche, la sensibilité des matériaux à la température, l'activité de l'eau du produit, la capacité évaporatoire (kg/h), la consommation énergétique, le coût d'investissement et de fonctionnement, ainsi que l'impact environnemental.

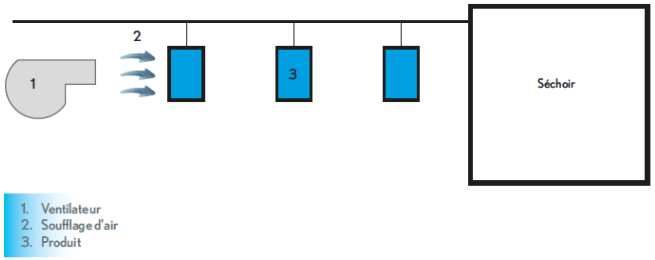
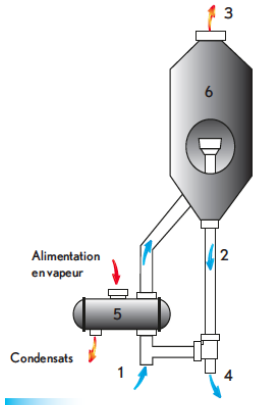
Le Tableau 2 représente un guide de sélection des différentes technologies de séchoirs industriels en fonction du produit à sécher. Nous pouvons remarquer que la lyophilisation (procédé qui combine l'action du froid et du vide en provoquant la sublimation de la glace) est la technique couvrant la plus large gamme de produits industriels. En effet, ce type de séchoirs est généralement

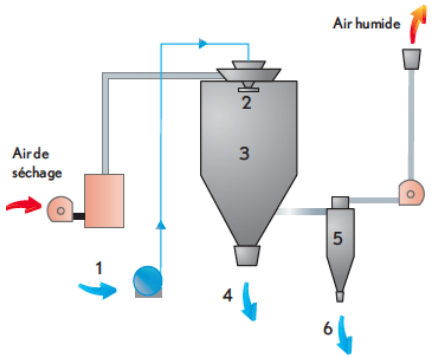
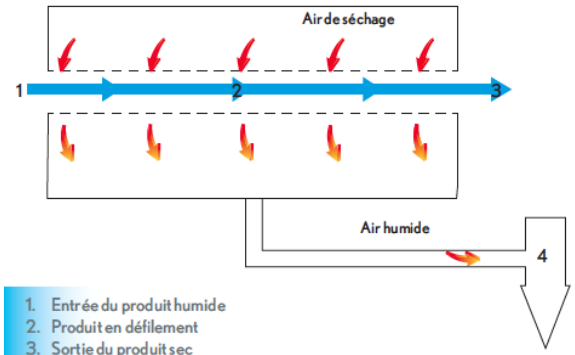
recommandé pour des produits à forte valeur ajoutée (pharmaceutiques) ou pour des produits thermosensibles (agroalimentaires) en raison des coûts fixes et des coûts de fonctionnement des installations. Un deuxième type de systèmes utilisé dans de nombreuses industries est le séchoir à tunnel qui se compose d'une enceinte fixe dans laquelle le produit (pâteux, granulaires, fibreux, plans et solides) à traiter se déplace longitudinalement d'une extrémité à l'autre. Le transport du produit peut être assuré par une bande oscillante, une vis d'étalement, un distributeur vibrant ou une boudineuse. D'autres techniques de séchoirs industriels, notamment le séchage par pertes diélectriques, le pré-séchage mécanique, le séchoir étuve/Four de séchage et séchoir à lit fluidisé, peuvent également couvrir une large gamme de produit sous des conditions de fonctionnement particulières. Le reste des technologies sont généralement destinée à certains types de produits industriels dont les propriétés physiques et chimiques sont similaires.

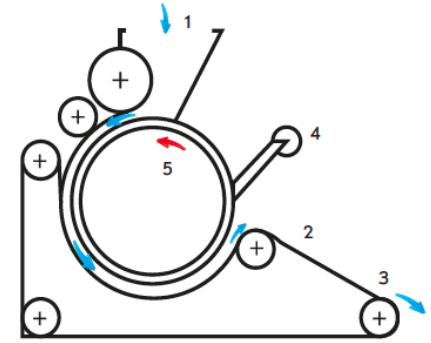
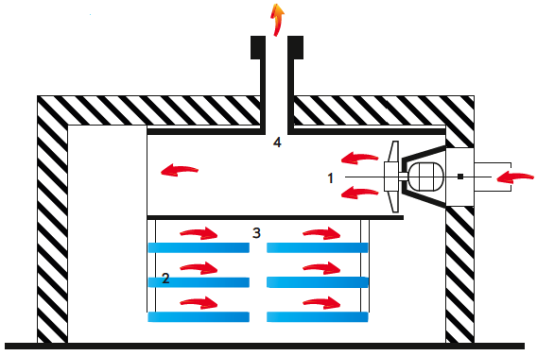
Tableau 2: Technologies de séchage pour chaque type de produits (ADEME, 2017)

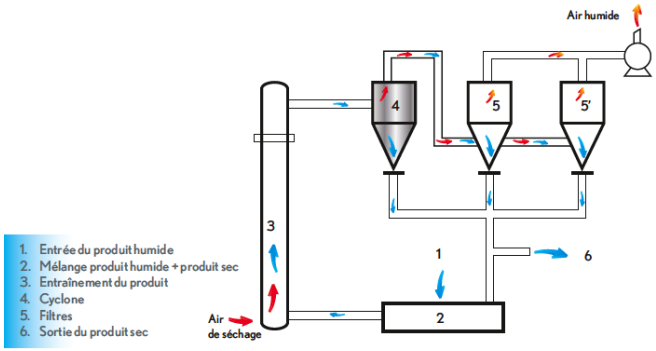
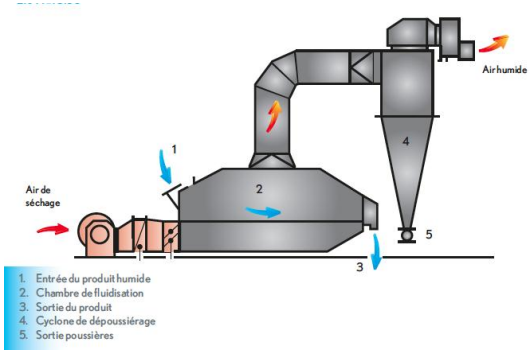
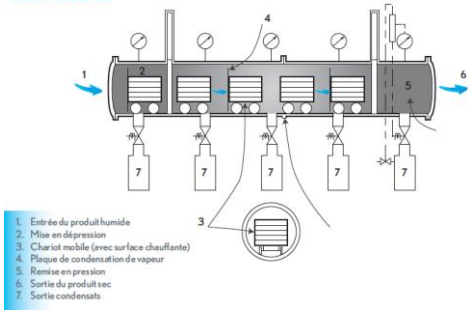
Technologie applicable

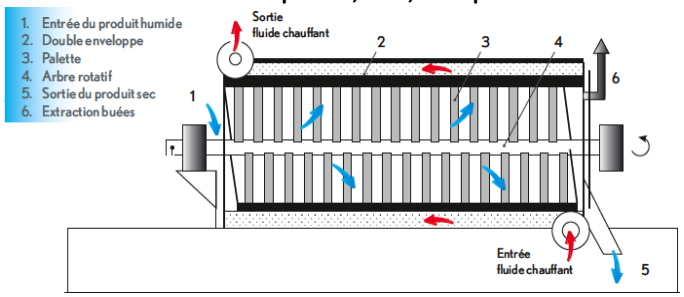
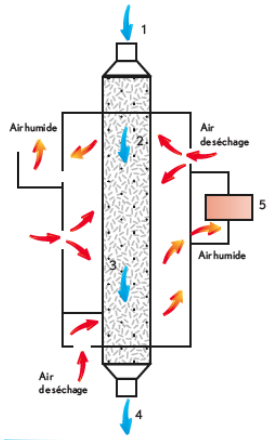
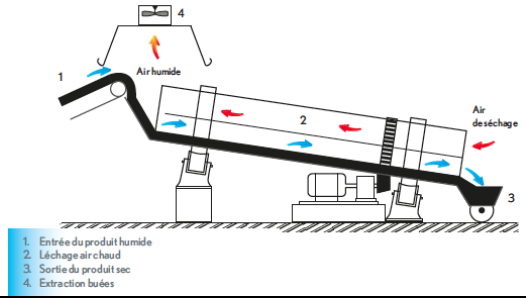
Technologie applicable sous conditions

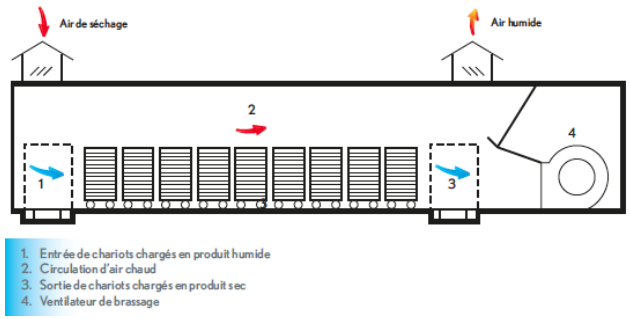
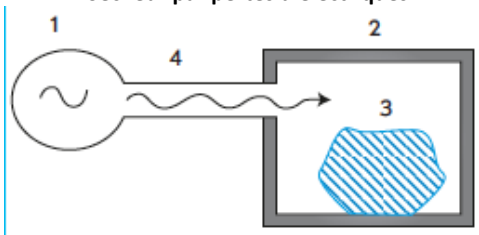
Type de Produits / Technologie de séchage	Produits liquides	Produits pâteux	Produits pulvérulents et granulaires	Produits fibreux	Produits plans	Produits en bande	Solides mis en forme ou en morceaux
Pré-séchage mécanique  1. Ventilateur 2. Soufflage d'air 3. Produit					Risque de dégradation physique du produit		
Évapo-concentration  1. Solution liquide à concentrer 2. Circulation de la solution liquide 3. Extraction buées 4. Concentrat 5. Échangeur thermique vapeur/solution à concentrer 6. Corps d'évaporation							

Atomisation  1 • Entrée du produit humide 2 • Pulvérisation des particules 3 • Chambre de séchage 4 • Sortie du produit sec 5 • Cyclone du produit sec 6 • Fines		Pour produit pompable et pulvérisable					
Sécheur bande  1. Entrée du produit humide 2. Produit en défilement 3. Sortie du produit sec 4. Cyclone de dépoussiérage							

Cylindre chauffant  1 • Entrée du produit humide 2 • Produit mi-sec 3 • Sortie du produit sec 4 • Racleur produit 5 • Circulation fluide chauffant							
Sécheur étuve/four de séchage  1. Soufflage de l'air de séchage 2. Produit déposé sur des claies 3. Léchage air chaud 4. Extraction des buées		Pour produit sec ne générant pas de poussières fines	Pour produit granulaire uniquement				

Sécheur flash 							
Lit fluidisé 	Granulation ou atomisation préalable	Pour produit mis en forme					
Lyophilisation 							

Sécheur à palette, à vis, à disque 							
Sécheur silo 			Pour produit Granulaire uniquement				
Tambour rotatif 		Pour produit à écoulement libre (sous peine d'agglomération)					

Sécheur tunnel  1. Entrée de chariots chargés en produit humide 2. Circulation d'air chaud 3. Sortie de chariots chargés en produit sec 4. Ventilateur de brassage			Pour produit granulaire uniquement				
Sécheur par pertes diélectriques  1. Générateur MO 2. Cavité MO 3. Produit à sécher 4. Guide d'onde		Avec couplage air	Avec couplage air	Avec couplage air	Avec couplage air		

IV Production de chaleur solaire pour des processus industriels

IV.1 Conception des systèmes de production de chaleur

En plus des applications à basse température (<60°C), il existe plusieurs domaines d'application possibles de l'énergie solaire thermique pour les températures moyennes (60 à 120°C), moyennes à hautes températures (80 à 240 °C), et en très hautes températures (>300°C). Plusieurs études ont été effectuées sur la demande en chaleur industrielle ce qui a permis d'identifier plusieurs secteurs présentant des conditions favorables à l'utilisation industrielle de l'énergie solaire. Les procédés industriels les plus importants qui utilisent la chaleur à une température moyenne sont les processus de stérilisation, pasteurisation, séchage, hydrolyse, distillation et évaporation, lavage et nettoyage, ainsi que la polymérisation. Certains des processus les plus importants et la plage des températures requises pour chacun d'eux sont indiqués dans le Tableau 3.

Les applications solaires à grande échelle pour les processus de chaleur bénéficient de l'effet d'économie d'échelle. Par conséquent, les coûts d'investissement devraient être relativement bas, même si les coûts pour le collecteur sont plus élevés. Une façon d'assurer des systèmes compétitifs économiquement consiste à les concevoir sans stockage de chaleur, c'est-à-dire que la chaleur solaire est directement introduite dans un processus approprié (économiseur de carburant). Dans ce cas, la vitesse maximale à laquelle le système d'énergie solaire fournit de l'énergie ne doit pas être sensiblement supérieure à la vitesse à laquelle le processus consomme de l'énergie. Toutefois, ce système ne peut être rentable dans les cas où il est nécessaire de chauffer tôt ou tard dans la journée ou pendant la nuit, lorsque l'industrie fonctionne à double vacation.

Les applications de production de chaleur pour des processus industriels présentent certaines caractéristiques uniques notamment l'échelle sur laquelle elles sont appliquées, l'intégration de l'approvisionnement en énergie solaire avec une source d'énergie auxiliaire et le processus industriel.

Tableau 3: Plages de température pour divers procédés industriels (IRENA, 2015)

Industrie	Processus	Température (°C)
Laitier	Pasteurisation Stérilisation Séchage Concentration Eau d'alimentation de chaudière	60-80 100-120 120-180 60-80 60-90
Conserves	Stérilisation Pasteurisation Cuisson Blanchiment	110-120 60-80 60-90 60-90
Textile	Blanchiment, teinture Séchage, dégraissage Fixation Pressage	60-90 100-130 160-180 80-100
Papier	Cuisson, séchage Eau d'alimentation de chaudière Blanchiment	60-80 60-90 130-150
Chimique	Savons Caoutchouc synthétique Traitement de la chaleur Préchauffage de l'eau	200-260 150-200 120-180 60-90 60-90
Viande	Lavage, stérilisation Cuisson	90-100 60-80
Breuvages	Lavage, stérilisation Pasteurisation	60-80 60-70
Farines et sous-produits	Stérilisation	60-80
Sous-produits du bois	Faisceaux de thermo-difusion Séchage Préchauffage de l'eau Préparation pulp	80-100 60-100 60-90 120-170
Briques et blocs	Séchage, cuisson	60-140
Plastiques	Préparation Distillation Séparation Extension Séchage Saignement	120-140 140-150 200-220 140-160 180-200 120-140

Généralement, deux paramètres principaux doivent être pris en compte lors de la conception d'une application de chaleur solaire pour un processus industriel : le type d'énergie à utiliser et la température à laquelle la chaleur doit être délivrée. Par exemple, si de l'eau chaude est nécessaire pour le

nettoyage dans l'industrie alimentaire, le système solaire doit être sous forme de réchauffeur de liquide. Si un processus nécessite de l'air chaud pour le séchage, un système de chauffage à air est probablement la meilleure option de système d'énergie solaire dans le cas du séchage à basse température (inférieur à 60°C). Si de la vapeur est nécessaire pour faire fonctionner un stérilisateur, le système d'énergie solaire doit être conçu pour produire de la vapeur, probablement via des concentrateurs (Cylindro-parabolique, miroirs de Fresnel etc…).

Un autre facteur important requis pour déterminer le système le plus approprié pour une application particulière est la température à laquelle le fluide sera porté à la sortie du champ de capteurs. D'autres exigences concernent le fait que l'énergie peut être nécessaire à une température particulière ou sur une plage de températures, et les éventuelles exigences sanitaires de l'usine qui doivent également être satisfaites, comme par exemple dans les applications de l'industrie alimentaire.

Les investissements requis pour les applications solaires industrielles sont généralement importants, et la meilleure façon de concevoir le système d'approvisionnement en énergie solaire peut être effectuée par des méthodes de modélisation (voir les chapitres suivants) qui prennent en compte les caractéristiques transitoires et intermittentes de la ressource solaire. De cette façon, les concepteurs peuvent étudier diverses options dans les applications industrielles solaires à des coûts très faibles par rapport aux coûts d'investissements.

Dans un système de production de chaleur solaire industriel, l'utilisation des collecteurs avec les sources d'énergie conventionnelles doit être effectué d'une manière compatible avec le processus. La façon la plus simple d'y parvenir est d'utiliser le stockage de chaleur, qui peut également permettre au système de fonctionner pendant les périodes de faible irradiation et de nuit.

Le système central d'approvisionnement en chaleur de la plupart des usines utilise de l'eau chaude ou de la vapeur à une pression correspondant à la température la plus élevée nécessaire dans les différents processus. L'eau chaude ou la vapeur à basse pression à des températures moyennes (<150°C) peuvent être utilisées pour le préchauffage de l'eau (ou d'autres fluides) utilisée pour les procédés (lavage, teinture, etc.), de production de vapeur, ou par couplage direct du système solaire à un processus individuel fonctionnant à des températures inférieures à celles de l'alimentation en vapeur centrale. Diverses possibilités sont illustrées sur Figure 3 (Sayigh, 2012). Dans le cas du préchauffage de l'eau, des rendements plus élevés sont obtenus en raison de la faible température d'entrée dans le système solaire. Ainsi, les capteurs de faible rendement peuvent fonctionner efficacement et la température d'approvisionnement requise n'a pas ou a peu d'effet sur les performances du système d'énergie solaire (Sayigh, 2012).

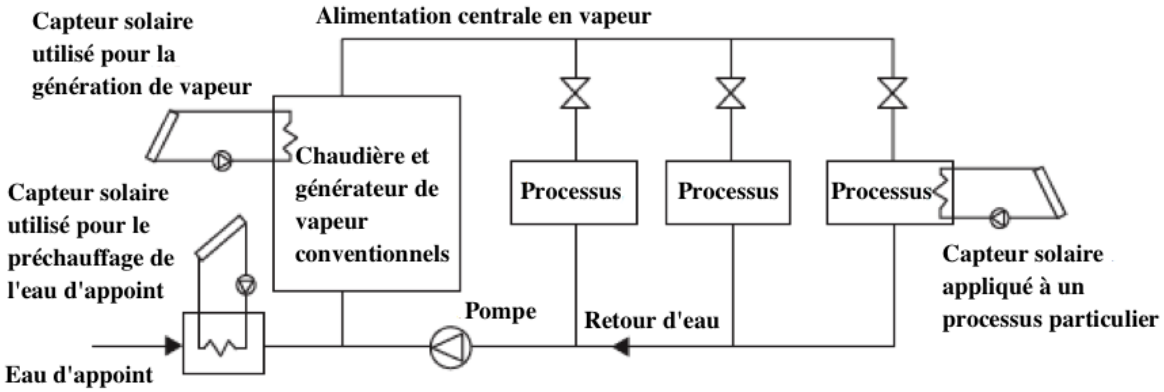


Figure 3: Combinaison du système d'énergie solaire avec le générateur de chaleur existant

IV.2Systèmes solaires industriels de production d'air et d'eau

Les deux types d'applications utilisant des capteurs solaires sont les applications à circuit ouvert et à recirculation. En circuit ouvert, l'air ambiant

chauffé est utilisé dans les applications industrielles où, en raison des contaminants, la recirculation de l'air n'est pas possible. Les exemples sont la pulvérisation de peinture, le séchage et la fourniture d'air frais aux hôpitaux. Il est à noter que le chauffage de l'air ambiant est une opération idéale pour le capteur car il fonctionne très près de la température ambiante, donc plus efficacement. Ce type de processus fera l'objet de l'étude menée dans le Chapitres IV et qui concernera l'intégration d'un système solaire thermique dans le processus de séchage des tuiles d'argile.

Dans les systèmes à recirculation d'air, un mélange d'air recyclé du sécheur et d'air ambiant est fourni aux capteurs solaires. Dans ce cas, un contrôle adéquat de la vitesse de séchage, qui peut être effectué en contrôlant la température et l'humidité relative de l'air d'alimentation, peut améliorer la qualité du produit.

De même, les deux types d'applications solaires à eau sont les systèmes à passage unique et les applications de chauffage de l'eau à recirculation. Ces derniers sont exactement similaires aux systèmes de chauffe-eau domestiques. Les systèmes à passage unique sont utilisés dans les cas où l'eau est utilisée pour le nettoyage dans les industries alimentaires, car le recyclage de l'eau utilisée n'est pas pratique en raison des contaminants captés par l'eau dans le processus de nettoyage (Probst & Roecker, 2011).

Un système d'énergie solaire peut fournir de l'énergie à la charge en série ou en parallèle avec le chauffage d'appoint. La Figure 4 illustre le schéma d'une configuration en série où l'énergie solaire est utilisée pour préchauffer le fluide caloporteur de la charge, qui peut être chauffé davantage, si nécessaire, par le chauffage d'appoint, pour atteindre la température requise. Si la température du fluide dans le réservoir de stockage est supérieure à celle requise par la charge, une vanne à trois voies, également appelée valve de

trempe, est utilisée pour le mélanger avec du fluide d'appoint ou du fluide de retour (Sayigh, 2012).

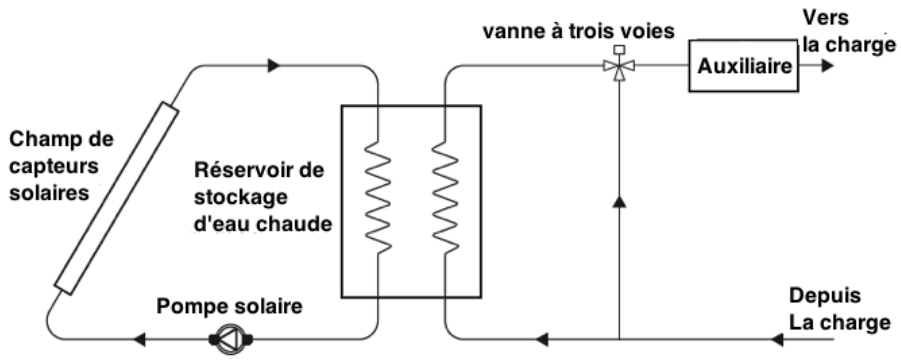


Figure 4: Système de production de chaleur industriel : Configuration en Série

La configuration parallèle est illustrée à la Figure 5. Étant donné que l'énergie ne peut pas être fournie à la charge à une température inférieure à celle de la température de charge, le système solaire doit être capable de produire la température requise avant de pouvoir fournir de l'énergie (Probst & Roecker, 2011).

En général, une configuration en série est préférée à la configuration parallèle car elle peut opérer à une température de fonctionnement moyenne du collecteur plus basse, ce qui améliore l'efficacité du système. L'une des caractéristiques de conception les plus importantes à prendre en compte lors de la conception d'un système de chauffage industriel solaire est l'adaptation temporelle de la source d'énergie solaire à la charge. Cependant, dans les systèmes de chauffage industriels, les charges sont à peu près constantes avec de petites variations dues à la variation saisonnière de la température de l'eau d'appoint (S. A. Kalogirou, 2013).

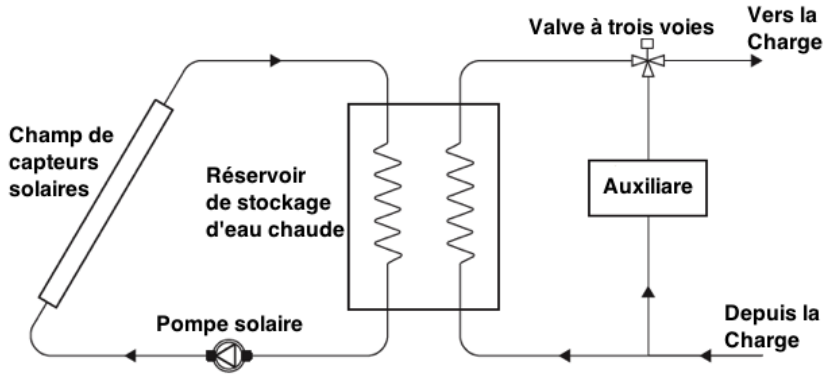


Figure 5 : Système de production de chaleur industriel : Configuration parallèle

IV.3Systèmes de production de la vapeur solaire

Des concentrateurs cylindro-paraboliques sont fréquemment utilisés pour la production de la vapeur solaire car des températures relativement élevées peuvent être obtenues sans dégradation sérieuse de l'efficacité du capteur. La vapeur à basse température peut être utilisée dans des applications industrielles, en stérilisation et pour alimenter des évaporateurs de dessalement.

Trois méthodes ont été utilisées pour générer de la vapeur à l'aide de concentrateurs paraboliques à savoir : (i) Systèmes de production de vapeur flash, (ii) Systèmes d'ébullition directe et (iii) Système de chaudière à vapeur.

IV.3.1 Systèmes vapeur-flash

Le concept vapeur-flash repose sur le réchauffement de l'eau sous pression dans le collecteur et le flashée sous forme de vapeur dans un récipient séparé comme représenté dans la Figure 6. Dans ce système, l'eau, mise sous pression pour éviter l'ébullition, circule à travers le collecteur et passe à travers une soupape d'étranglement dans un récipient flash. L'entrée d'eau

d'alimentation traitée maintient le niveau dans la cuve flash et le liquide sous-refroidi est re-circulé à travers le collecteur (Sayigh, 2012).

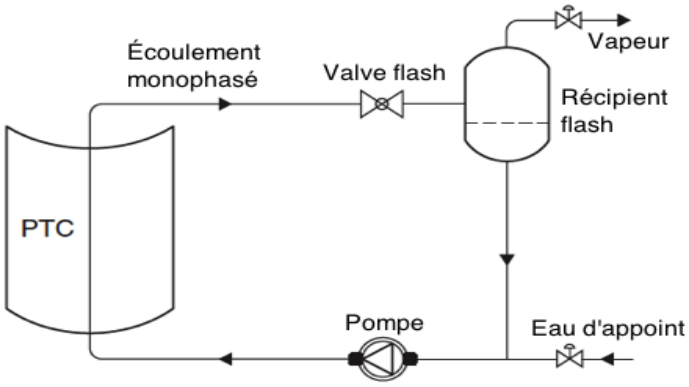


Figure 6: Système de production de vapeur-flash

IV.3.2 Systèmes d'ébullition directe

Dans le cas d'un système direct, un écoulement diphasique est autorisé dans le récepteur du concentrateur afin que la vapeur soit générée directement comme illustré sur la Figure 7. Ce système utilise une configuration similaire à celle du système précèdent sauf que l'eau sous-refroidie est chauffée à ébullition et de la vapeur se forme directement dans le tube récepteur. Généralement, les coûts d'investissement associés aux systèmes à vapeur directe et à vapeur flash sont à peu près les mêmes (S. A. Kalogirou, 2013).

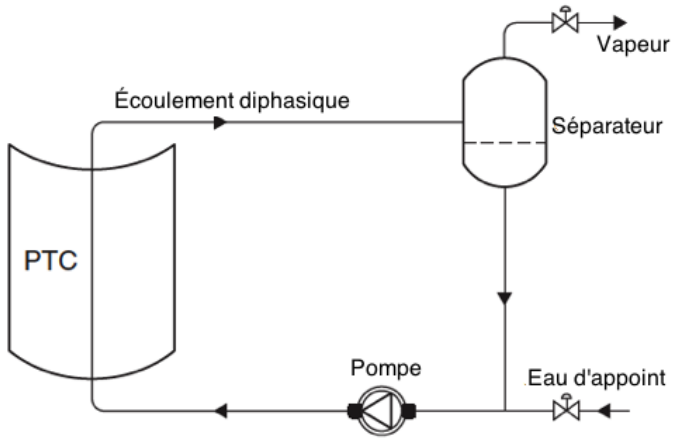


Figure 7: Système de production de vapeur direct

Bien que les deux systèmes utilisent de l'eau, le système direct à ébullition est plus avantageux. En effet, le système flash utilise un changement de chaleur sensible du fluide caloporteur, ce qui rend la différence de température à travers le collecteur relativement élevée. L'augmentation rapide de la pression de vapeur d'eau avec la température nécessite une augmentation correspondante de la pression de fonctionnement du système pour éviter l'ébullition. L'augmentation des températures de fonctionnement réduit l'efficacité thermique du capteur solaire. En outre, les pressions élevées à l'intérieur du système nécessitent une conception plus robuste des composants du collecteur, tels que les récepteurs et la tuyauterie. La pression différentielle par rapport à la pression de vapeur délivrée, nécessaire pour éviter l'ébullition, est fournie par la pompe de circulation et est dissipée de manière irréversible à travers la vanne flash. Lorsque l'ébullition se produit dans les collecteurs, comme dans un système de vapeur directe, la chute de pression du système et, par conséquent, la consommation d'énergie électrique sont considérablement réduites. De plus, le processus de transfert de chaleur latente minimise l'augmentation de la température à travers le capteur solaire. Les inconvénients du système de production de vapeur directe sont liés à la possibilité d'un certain nombre de problèmes de stabilité et au fait que même avec un très bon système de traitement de l'eau d'alimentation, l'entartrage dans le récepteur est inévitable. Dans les réseaux de collecteurs à plusieurs lignes, la survenue d'instabilités de flux peut entraîner une perte de flux dans la ligne affectée. Cela pourrait à son tour entraîner un assèchement du tube, avec pour conséquence des dommages au revêtement sélectif du récepteur (Sayigh, 2012).

IV.3.3 Système à chaudière à vapeur

Dans ce type de systèmes, illustré dans la Figure 8, un fluide caloporteur circule à travers le collecteur, qui ne gèle pas et n'est pas corrosif et dans lequel les pressions du système sont faibles et le contrôle est simple. Ces facteurs surmontent en grande partie les inconvénients des systèmes d'eau et sont les principales raisons de l'utilisation prédominante des systèmes de transfert de chaleur à huile dans les systèmes solaires industriels actuels de production de la vapeur (S. Kalogirou, 2003).

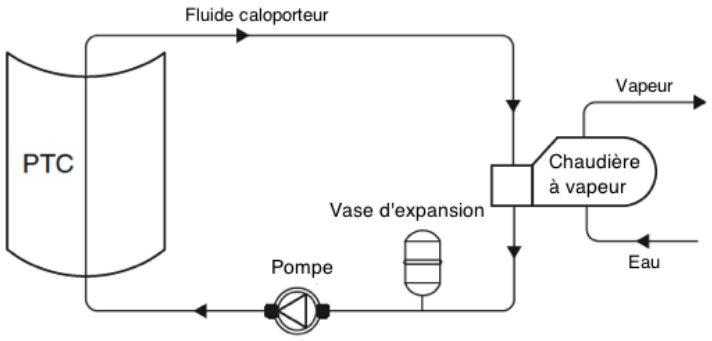


Figure 8 : Système de Chaudière à vapeur

L'inconvénient majeur du système résulte des caractéristiques du fluide caloporteur. Ces fluides sont difficiles à contenir et la plupart des fluides caloporteurs sont inflammables. La décomposition, lorsque les fluides sont exposés à l'air, peut réduire considérablement les températures du point d'inflammation et les fuites dans certains types d'isolation peuvent provoquer une combustion à des températures considérablement inférieures aux températures d'auto-inflammation mesurées. Les fluides caloporteurs sont également relativement chers et présentent un problème potentiel de pollution qui les rend inadaptés aux applications de l'industrie alimentaire. L'eau à de meilleurs caractéristiques de transfert thermique que les fluides caloporteurs qui sont plus visqueux aux températures ambiantes, moins denses et ont des chaleurs spécifiques et des conductivités thermiques plus faibles que l'eau. Ces caractéristiques signifient que des débits plus élevés,

des températures différentielles de collecteur plus élevées et une plus grande puissance de pompage sont nécessaires pour obtenir la quantité équivalente de transport d'énergie par rapport à un système utilisant de l'eau. De plus, les coefficients de transfert de chaleur sont plus faibles, il y a donc un différentiel de température plus important entre le tube récepteur et le fluide collecteur. Des températures plus élevées sont également nécessaires pour obtenir un échange thermique rentable. Ces effets entraînent une efficacité réduite du collecteur. Il convient de noter que, pour chaque application, un système approprié doit être sélectionné en tenant compte de tous ces facteurs et contraintes (S. A. Kalogirou, 2013).

IV.4Séchage solaire industriel

Le processus de séchage industriel représente en moyenne 12% de la consommation totale d'énergie en processus de fabrication qui est estimée à plus de 10^{11}MJ/an dans les pays industrialisés. La consommation spécifique d'énergie thermique dans l'industrie de la brique est en moyenne de 2,18 MJ/kg de brique (Bennamoun & Belhamri, 2003; Pirasteh et al., 2014).

Généralement, l'énergie requise pour ce processus pourrait être fournie par plusieurs sources telles que l'électricité, les combustibles fossiles, le gaz naturel, le bois et le rayonnement solaire. Cette dernière source d'énergie renouvelable a été utilisée pour le séchage de plusieurs procédés de fabrication tels que les industries agroalimentaire, brasserie, tabac, textile et chimique (Boutaghriout, 2016). Différentes technologies de capteurs solaires ont été déployées dans les secteurs industriels en fonction de la température de séchage requise. Le Tableau 4 illustre les principales industries dans lesquelles des séchoirs solaires sont actuellement installés, les technologies de capteurs solaires utilisés ainsi que leur plage de température de séchage respective. Il faut noter que, jusqu’à ce jour, aucun système de séchage solaire industriel pour la fabrication de briques en terre cuite n'a été identifié

par l'Agence Internationale de l'Energie (AIE) dans le cadre de la tâche 49/IV de l'AIE (SHC, 2018)

Par ailleurs, plusieurs tentatives de recherche sur l'utilisation des systèmes de séchage solaire dans le secteur industriel ont été rapportées dans la littérature. La conception et les résultats de calcul d'un séchoir solaire construit pour une usine de mangue ont été présentés. Ce séchoir solaire a été utilisé pour sécher de minces couches de tranches de mangue d'environ 81,4% d'humidité (base humide) à 10% (base humide) en 20 heures (Akoy et al., 2006). Les performances d'un séchoir solaire utilisé pour le séchage des boues à partir de déchets industriels pharmaceutiques ont été évaluées expérimentalement et ont démontré que le lit de sable de séchage des boues solaires réduisait le temps de séchage d'environ 25 à 35% par rapport au lit de sable de séchage des boues conventionnel (Mehrdadi et al., 2007). Rural Industries Research and Development Corporation a développé une nouvelle machine de séchage solaire pour les produits agricoles utilisant de l'air sec plutôt que de l'air chauffé pour le processus de séchage des céréales et des graines (Khouzam, 2009). Les chercheurs impliqués ont conclu que le LiCl est un déshydratant très efficace et ont estimé que plus de 50% d'économies sur les coûts énergétiques sont réalisables. Les principes fondamentaux et la littérature sur les systèmes de séchage solaire et de chauffage solaire de l'air ont été explorés. L'une des principales recommandations de ce document de synthèse est l'utilisation de modèles de simulation informatique dans l'évaluation des performances des systèmes de séchage solaire (El-Sebaii & Shalaby, 2012).

Tableau 4 : Systèmes de séchage solaire industriel actuellement installés (SHC, 2019)

Industrie	Pays	Nom	Processus industrielle	Collecteur solaire	Température de séchage (° C)
Brasseries	Allemagne	Newmarketer Lammsbraw	séchage	Collecteur d'air	~ 60
Nourriture	Etats-Unis	Keyaqa Orchards	Séchage des noix	Collecteur d'air	~ 43
		Kreher's Poultry Farms	Séchage des œufs de poule	Collecteur d'air	-
		Stapleton Spence Fruit Packing Co.	Réhydrater les aliments secs	Collecteur non vitré	-
		Sunsweet Dryers	Séchage des pruneaux	Collecteur d'air	10 ~ 15
		Carriers & Sons	Séchage des noix	Collecteur d'air	~ 43
	Inde	Kaveri Agricare Pvt. Ltd.	Séchage de la tourbe de coco	Collecteur d'air	~ 105
	Costa Rica	Coopeldos	Séchage du café	Collecteur d'air	40 ~ 45
	Panama	Duren Coffee	Séchage du café	Collecteur d'air	40 ~ 45
	Chine	Fengli Fruit Drying	Séchage des fruits	Collecteur d'air	50 ~ 70
	Indonésie	Malabr Tea Drying	Séchage du thé	Collecteur d'air	~ 35
Exploitation minière	Autriche	Korner Kvk	Préchauffage, séchage	Collecteur plat	50 ~ 80
Agriculture	Inde	AMR dal Mill	Séchage du pouls	Collecteur d'air	65 ~ 75
	Roumanie	Aroma Plant Romania	Séchage des plantes médicinales	Collecteur d'air	-
	Roumanie	Hofigal S.A.	Séchage de plantes médicinales, herbes et fruits	Collecteur d'air	-
	Etats-Unis	Sonoma Country Herb Exchange	Séchage des herbes	Collecteur d'air	-
	Allemagne	Krimmer	Séchage des graines de fleurs sauvages	Collecteur plat	-

	Mexique	Zacatecas Termosolar Drying Plant	Séchage des produits agricoles	Collecteur d'air	55 ~ 120
				Collecteur plat	70 ~ 85
Cuir	Inde	Leo Leather	Mélange chimique, séchage	Collecteur plat	-
Métal fabriqué	Allemagne	Lackiercenter Shulte	Chambre de séchage	Collecteur à tube sous vide	-
	Portugal	Silampos S.A.	Séchage du produit fini	Collecteur à auge parallèle	50-160
Tabac	Argentine	Grammer Solar Argentina	Séchage du tabac	Collecteur d'air	-
Produits en caoutchouc et en plastique	Thaïlande	Inter Rubber Latex Co. Ltd.	Séchage du caoutchouc naturel	Collecteur d'air	-
Béton	Autriche	Leitt Beton Gmbh	Séchage d'éléments préfabriqués en béton	Collecteur plat	-
Meubles	Autriche	Carpenting Hamminger	Séchage du bois	Collecteur plat	25–115
Réparation et installation	Allemagne	Lackiererei Vogel	Processus de séchage	Collecteur à tube sous vide	22–24, 60–70
Textile	Etats-Unis	Acme McCrary	Séchage textile	Collecteur plat	-
Transport et stockage	Allemagne	Kölner VKB	Processus de séchage	Collecteur à tube sous vide	~ 70
La gestion des déchets	Etats-Unis	Rockland County	Séchage des déchets	Collecteur d'air	-
Chimique	Inde	Ultramarine Pigments	Séchage des pigments	Plat paraboloïde	~ 140

Un système de séchage solaire pour l'industrie agricole avec un capteur solaire tubulaire sous vide CPC a été construit et les performances du système avec le séchage intérieur et extérieur ont été comparées. La cinétique de séchage des espèces de poissons a été décrite et l'énergie solaire a été approuvée

comme source appropriée au processus de séchage (Hubackova et al., 2014). Mustayen et al (2014) ont examiné les différents types de séchoirs solaires pour les produits agricoles avec un accent particulier sur l'impact environnemental. De plus, les meilleures solutions pour surmonter les problèmes liés au séchage traditionnel ont été explorées. Yuan et al. (2015) ont évalué la performance thermique du séchoir solaire à plaque plate pour l'industrie du tapis à grande échelle. Les résultats expérimentaux obtenus ont montré que 320 kg de laine et de tapis humides pouvaient être séchés en 7,5 heures sous une intensité d'irradiation solaire moyenne de 800 W/m^2, et une efficacité thermique moyenne du champ d'air solaire de 48% (Yuan et al., 2015). Le séchage solaire des trois principaux déchets de l'industrie de l'huile d'olive a été étudié et l'analyse a permis d'approfondir les connaissances sur la cinétique de séchage et les résultats obtenus ont été extrapolés à des systèmes de séchage solaire à grande échelle (Montero et al., 2015). Les directions de développement des séchoirs solaires en Chine ont été explorées en examinant 5 types de systèmes d'énergie solaire utilisés dans le processus de séchage de la médecine chinoise à base de plantes (Liu et al., 2015). Les auteurs ont conclu que l'amélioration de l'efficacité du collecteur à tubes sous vide améliorera la qualité du produit final. Les progrès réalisés dans différents types de séchoirs solaires à travers diverses applications ont été examinés Kumar et al. Cette enquête a suggéré l'optimisation de chaque étape du processus de séchage solaire pour une meilleure faisabilité technico-économique, et il a également fortement recommandé de modéliser et de simuler les performances thermiques du séchoir solaire avant d'étendre le système (Kumar et al., 2016). Un système de séchage solaire à petite échelle pour les tuiles d'argile a été conçu et ses performances thermiques ont été évaluées à l'aide d'un environnement de simulation dynamique (Trnsys). De plus, les composants du système de séchage solaire ont été optimisés en fonction de la variation de la teneur en humidité du matériau (M. Bououd,

Hachchadi, Janusevicius, Mechaqrane, et al., 2018). Les performances de trois différents systèmes de séchage solaire pour le phosphate tunisien, à savoir ouvert au soleil, à effet de serre et à concentrateur parabolique, ont été comparées sur la base des humidités de phosphate résiduelles obtenues et des périodes de séchage. Les chercheurs ont démontré que le séchage solaire à l'aide d'un concentrateur parabolique donne de meilleurs résultats par rapport aux deux autres systèmes (Fadhel et al., 2018).

IV.5Échangeurs de chaleur pour la production de la chaleur solaire

Les échangeurs de chaleurs sont parmi les éléments les plus utilisés dans tout système de production de chaleur que ce soit à partir des sources renouvelables ou conventionnelles. Principalement, les échangeurs assurent le transfert de chaleur entre deux fluides dans le même état physique (liquide-liquide) ou dans différents états physiques (gazeux-liquide). Dans les systèmes solaires fermés, les échangeurs de chaleur permettent également d'isoler les circuits fonctionnant à différentes pressions et séparer les fluides qui ne doivent pas être mélangés. En effet, les systèmes solaires thermiques utilisent des échangeurs de chaleur pour transférer l'énergie solaire absorbée dans les capteurs solaires vers le liquide ou l'air utilisé pour chauffer l'eau ou un espace. Les échangeurs de chaleur peuvent être en acier, cuivre, bronze, acier inoxydable ou aluminium. Les systèmes de chauffage solaire utilisent généralement du cuivre, car il est un bon conducteur thermique et a une plus grande résistance à la corrosion (Schlunder, 1982).

Généralement, trois types d'échangeurs de chaleur, avec des fonctions différentes, sont souvent utilisés dans les systèmes de production de chaleur solaire à savoir : (i) un échangeur liquide-liquide, (ii) un échangeur liquide-air et (iii) un échangeur air-liquide.

Un échangeur de chaleur liquide à liquide utilise un fluide caloporteur qui circule à travers le capteur solaire, absorbe la chaleur, puis s'écoule à travers un échangeur de chaleur pour transférer sa chaleur à autre liquide (généralement l'eau) dans un réservoir de stockage. Les fluides caloporteurs, tels que l'antigel, protègent le capteur solaire du gel par temps froid. Les échangeurs de chaleur liquide-liquide ont une ou deux barrières (simple paroi ou double paroi) entre le fluide caloporteur et l'alimentation en eau domestique. Un échangeur de chaleur à paroi simple est un serpentin ou un tube entouré d'un fluide. Les échangeurs de chaleur à double paroi ont deux parois entre les deux fluides. Deux parois sont souvent utilisées lorsque le fluide caloporteur est toxique, comme l'éthylène glycol (antigel). Des doubles parois sont souvent nécessaires comme mesure de sécurité en cas de fuite, ce qui permet de garantir que l'antigel ne se mélange pas à l'alimentation en eau potable. Un exemple d'échangeur de chaleur liquide à liquide à double paroi est « l'échangeur de chaleur enveloppant », dans lequel un tube est enroulé et collé à l'extérieur d'un réservoir d'eau chaude. Le tube doit être correctement isolé pour réduire les pertes de chaleur. Bien que les échangeurs de chaleur à double paroi augmentent la sécurité, ils sont moins efficaces car la chaleur doit transiter par deux surfaces plutôt qu'une. Pour transférer la même quantité de chaleur, un échangeur de chaleur à double paroi doit être plus grand qu'un échangeur à simple paroi (Z. Wang, 2019; Shah & Sekulić, 2003).

Un échangeur de chaleur liquide-air est utilisé dans les systèmes solaires de chauffage d'air où le stockage est nécessaire que ce soit dans le secteur résidentiel (i.e. chauffage d'espace) ou le secteur industriel (i.e. séchage). Deux types d'échangeurs sont généralement déployés. Les radiateurs, souvent utilisé pour le chauffage des espaces, assurent le transfert de chaleur de l'eau chaude vers l'air via le phénomène de radiation. Le deuxième type est les échangeurs de chaleur compacts à flux croisé (cross flow heat

exchanger) où le fluide circule dans un faisceau de tubes pour chauffer l'air qui les traverse. Des applications comme le chauffage central dans le secteur résidentiel ou le séchage dans le secteur industriel font toujours appel à ce genre d'échangeurs (Z. Wang, 2019; Shah & Sekulić, 2003). Ce type d'échangeurs fera l'objet d'une étude détaillée dans le prochain chapitre.

Aussi, ce même type d'échangeurs peut être utilisé en cycle inverse afin d'assurer le transfert de chaleur de l'air chaud vers l'eau froide. Les échangeurs de chaleur air-eau sont généralement utilisés dans les systèmes de préchauffage de l'eau domestique où des capteurs d'air sont utilisés sans devoir installer un échangeur de chaleur entre le capteur solaire et le système de distribution d'air. En effet, les systèmes sont équipés de collecteurs de chaleur à air qui chauffent l'eau en utilisant des échangeurs de chaleur air-liquide, qui sont similaires aux échangeurs de chaleur liquide-air.

V Conclusion

D'après la revue de littérature présentée dans ce chapitre, nous avons pu illustrer le besoin énorme en termes de génération d'air chaud pour différents processus dans le secteur industriel comme le chauffage, le séchage et le durcissement. Divers systèmes de génération d'air chaud par les différentes sources d'énergies ont été également présentés afin de mettre le point sur les dernières tendances dans ce secteur. Nous pourrons conclure que la diversité de configurations et modes de génération de chaleur offertes par les différentes technologies de systèmes solaires thermiques peut jouer un rôle important dans l'intégration de cette source d'énergie dans les opérations industrielles nécessitant de l'air chaud. De plus, la large gamme de températures requises par les différents processus industrielles représente un grand potentiel d'intégration de cette source renouvelable.

Bien que les systèmes solaires thermiques sont largement étudiés et exploités pour la production d'eau chaude dans les différent secteurs économiques (résidentiel, tertiaire et industriel), l'intégration de ces système thermiques n'a pas été suffisamment explorée dans certains processus industriels énergivores comme le séchage des matériaux de construction (briques, tuiles etc…).

Ce dernier constat est l'un des facteurs motivant l'exploration de la faisabilité d'intégration des systèmes de séchage solaire dans le secteur de fabrication des matériaux de construction. Par conséquent, et dans l'objectif d'atteindre efficacement le besoin de séchage en termes de température, humidité et débit d'air, la modélisation des composants du séchoir solaire doit être effectuée en tenant compte des différents paramètres externes du processus de séchage industriel. Cette modélisation nous permettra d'éliminer le coût de conception d'un prototype, présenter le système de séchage dans un format compréhensible et décrire le comportement du système et les interactions entre les différents composants. A travers la modélisation, il serait également possible d'optimiser les composants du système et d'obtenir les variations de température du système.

Dans cet objectif, nous évaluerons dans le prochain chapitre, les performances thermiques et aérodynamiques de l'un des éléments importants de transfert d'énergie dans les systèmes de séchage solaire à savoir l'échangeur de chaleur. En effet, les transferts de chaleur et les pertes de charge seront modélisés et validés pour deux types d'échangeurs de chaleur Eau-Air : (i) Échangeur de chaleur à Tubes et (ii) Échangeur de chaleur à Tubes et Ailettes.

Chapitre II : Modélisation des performances d'échangeurs de chaleur Eau-Air à source intermittente

I Introduction

L'échangeur de chaleur compact à flux croisé est l'un des dispositifs les plus efficaces de récupération de chaleur. Cet élément de transfert de chaleur est largement utilisé dans une variété d'applications d'ingénierie pour ses nombreux avantages tels que la grande quantité de chaleur qui peut être transférée à partir d'une petite zone d'échange, la simplicité de conception et de fabrication, de larges plages de températures de fonctionnement ainsi que la capacité de contrôle et régulation de la quantité de chaleur à différents niveaux de température.

Plusieurs corrélations ont été dérivées d'investigations numériques et expérimentales visant la prédiction des caractéristiques de thermique et aérodynamique de ce type d'échangeurs de chaleur. La plupart des corrélations proposées dépendent du nombre de Reynolds relatif à l'écoulement d'air ainsi que des différents paramètres géométriques du faisceau de tubes tels que le diamètre du tube, les pas transversaux et longitudinaux, ainsi que l'espacement des ailettes et leurs épaisseurs dans le cas d'un échangeur à ailettes. Cependant, ces corrélations sont limitées par leurs intervalles d'application, y compris la température du fluide chaud qui est considérée comme constante dans la plupart des investigations.

Généralement, les tubes sont expansés mécaniquement ou hydrauliquement dans un bloc d'ailettes continues parallèles pour fabriquer des échangeurs de chaleur à tubes à ailettes qui peuvent être produits avec une ou plusieurs rangées selon les exigences de l'application. Afin d'améliorer la perturbation de l'écoulement et, par conséquent, les performances thermique et aérodynamique de l'échangeur, différents modèles d'ailettes ont été développés (i.e. lisse, fente, fossettes, ondulé, persienne et persienne convexe). De plus, les paramètres géométriques de l'échangeur fluide-air, tels que le pas des ailettes, l'épaisseur des ailettes, le nombre de rangées de

tubes, les pas transversaux et longitudinaux, le type de tube et la disposition des tubes, jouent un rôle important dans l'amélioration des performances.

Plusieurs études ont été réalisées en se basant sur des investigations expérimentales et numériques pour explorer la capacité d'échangeur de chaleur eau-air à renouveler la couche limite thermique, ce qui améliore les performances de transfert de chaleur par convection. Les faisceaux de tubes avec ailettes deviennent de plus en plus attrayants pour de nombreux chercheurs en raison de leur amélioration du transfert de chaleur et de leur chute de pression relativement faible. Une simulation numérique a été effectuée pour comparer les performances des ailettes plates à deux rangées avec trois autres types d'ailettes radiales à fente. Il a été démontré qu'à la même vitesse frontale de l'air (1 à 3 m/s), le taux de transfert de chaleur et les pertes de charge de l'ailette à fente complète sont supérieurs à ceux de la plaque simple (Zhou & Tao, 2005). Les caractéristiques de transfert de chaleur et d'écoulement de fluide de deux surfaces à ailettes à fentes de type « X » et de type « arc » ont été étudiées numériquement. Il a été souligné que la surface des ailettes de type « X » présente les performances de transfert de chaleur et de pertes de charge les plus élevées. L'étude a suggéré une surface améliorée des ailettes à fentes (de type papillon) qui augmente le besoin de chaleur de 20-24% et réduit la puissance de pompage de 38-51% (Li et al., 2015). Les effets des fentes rectangulaires continues et alternatives sur les performances de thermique et aérodynamique pour les arrangements alignés et en quinconce ont été étudiés numériquement. Les simulations ont montré que les faisceaux d'ailettes et de tubes en quinconce avec des bandes rectangulaires à fentes continues ont les meilleures performances globales (Kong et al., 2016a). De plus, et selon une autre étude numérique, l'analyse des caractéristiques thermique et aérodynamique de différents échangeurs a montré que le motif d'ailettes à fentes fournit des performances supérieures (Kong et al., 2016).

D’après la revue de littérature présentée dans le paragraphe précédent, on peut remarquer que les ailettes à fentes alternées sont l'une des architectures les plus efficaces capable d’améliorer les performances des échangeurs de chaleur liquide-air. Par ailleurs, les paramètres géométriques des faisceaux de tubes tels que le diamètre des tubes, les pas transversaux et longitudinaux, l'espacement des ailettes et l'épaisseur des ailettes sont des paramètres essentiels dans la description et l’évaluation des performances thermiques et aérodynamiques de ce type l'échangeurs de chaleur.

Dans ce chapitre, nous présentons les modèles les plus récurrent dans la littérature qui traduisent les caractéristiques thermiques et aérodynamiques des échangeurs eau-air à flux croisés. Ceci inclut deux types d’échangeurs à savoir, les échangeurs à tubes sans ailettes et les échangeurs de chaleurs avec ailettes. Afin d’évaluer l’effet de variation des paramètres géométriques du faisceau de tubes uniquement, nous allons commencer par la modélisation et la comparaison des différents modèles présentés dans la littérature décrivant les transferts de chaleurs et pertes de pression côté eau et côté air. Ensuite, en tenant compte des résultats de la revue de littérature précédente, nous modélisons les caractéristiques thermiques et aérodynamiques d’un échangeur à tubes et ailettes à fentes alternées. Finalement, une validation des modèles proposés est effectuée à travers des résultats d’expériences antérieures (dans le cas d’un échangeur sans ailettes) et des tests expérimentaux sur bon d’essai d’échangeurs (dans le cas des échangeurs avec ailettes).

II Modélisation des transferts de chaleur et perte de charge

II.1 Échangeur de chaleur sans ailettes

Les équations régissant les transferts thermiques dans un échangeur de chaleur eau-air sans ailettes peuvent être établies en deux parties. La

première partie concerne le transfert de chaleur depuis le fluide caloporteur circulant à l'intérieur des tubes vers le côté extérieur des tubes (Figure 9), alors que la deuxième partie régit le processus de transfert de chaleur entre la surface extérieure des tubes vers l'air en son contact. Dans ce type d'échangeurs de chaleur deux arrangements de tubes sont généralement considérés : arrangement aligné et en quinconce (Figure 10).

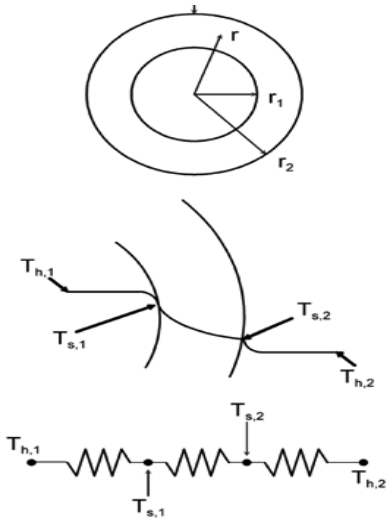


Figure 9: Transfert de chaleur à travers un tube de l'échangeur

Pour simplifier les calculs, nous avons adopté les hypothèses suivantes :

- La modélisation du transfert d'énergie dans les deux parties (eau-air) est effectuée lorsque le système est en régime permanent dans des conditions d'écoulement incompressible,
- On néglige les changements des propriétés des fluides en fonction de la température,
- En dehors de l'échangeur de chaleur, l'air est supposé circuler par convection forcée,
- On néglige le transfert de chaleur par rayonnement, en raison de la vitesse élevée du courant d'air de convection.

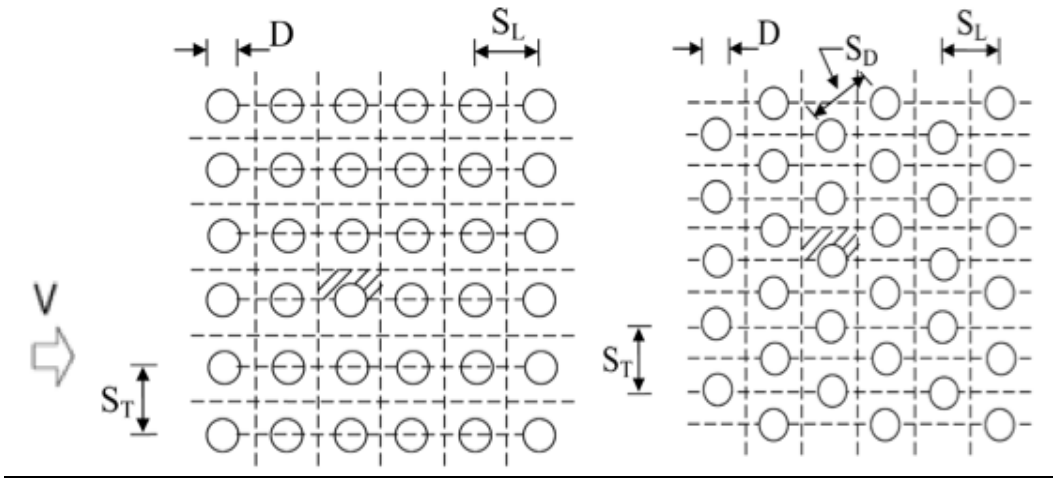


Figure 10: Arrangement aligné (gauche) et en quinconce (droite) des tubes dans un échangeur de chaleur

II.1.1 Modélisation des Transferts de chaleurs

II.1.1.1 Côté Eau

II.1.1.1.1 Transfert de chaleur par convection entre le fluide et la surface intérieure du tube

Dans le cas d'écoulement d'un fluide à travers un tube circulaire, les profils de vitesse *u(r)* et de température *T(r)* en un emplacement radial donné peuvent être estimés comme étant uniformes et paraboliques, respectivement, comme il est illustré dans la Figure 11 (Theodore L. Bergman et al., 2011).

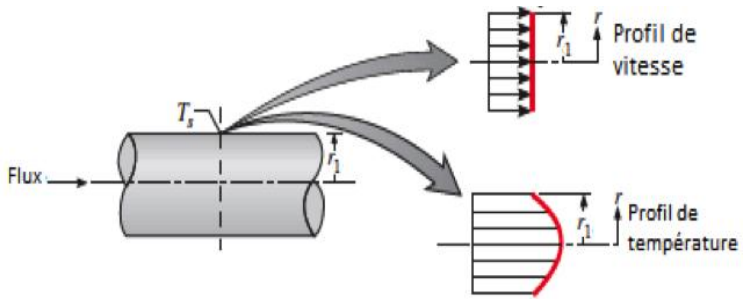


Figure 11: Profils de vitesse et de température d'un fluide en écoulement à travers un tube

Les équations régissant ces deux profils peuvent s'écrire (Theodore L. Bergman et al., 2011) :

$$\begin{cases} u(r) = C_1 \\ T(r) - T_S = C_2\left[1 - \left(\frac{r}{r_1}\right)^2\right] \end{cases} \quad (1)$$

où :

$u(r)$: Variation radiale de la vitesse d'écoulement

C_1 et C_2 sont des constantes

$T(r)$: Variation radiale de la température du fluide

T_S : Température de surface interne

r_1 : Rayon interne du tube

Par ailleurs, la température moyenne T_m est définie comme étant une température de référence pratique pour les flux internes. Par conséquence, la Loi de Newton de refroidissement peut être exprimée sous la forme (Theodore L. Bergman et al., 2011) :

$$q_{r_1} = h_{fluide}(T_s - T_m) \quad (2)$$

Avec :

$$T_m = \frac{2}{u_m r_1^2}\int_0^{r_1} u\,(r)\,T\,(r)\,r dr \quad (3)$$

T_m : Température moyenne du fluide caloporteur

u_m: Vitesse d'écoulement maximale

h_{fluide}: Coefficient d'échange par convection du fluide caloporteur

Après intégration de l'équation (3) on obtient :

$$T_m = T_s + \frac{C_2}{2} \tag{4}$$

En appliquant la loi de Fourier nous pourrons obtenir :

$$q_{r_1} = k_{fluide} \frac{\partial \mathrm{T(r)}}{\partial \mathrm{r}}\Big|_{r=r_1} = -2\, k_{fluide} C_2 \frac{r}{r_1^2}\Big|_{r=r_1} = -2C_2 \frac{k_{fluide}}{r_1} \tag{5}$$

En remplaçant l'équation (4) et l'équation (5) dans l'équation (2), on peut déduire que :

$$h_{fluide} = \frac{4\, k_{fluide}}{r_1} \tag{6}$$

où k_{fluide} est la conductivité thermique du fluide.

Finalement, le flux de chaleur transféré du centre du tube à sa surface interne s'exprime sous la forme :

$$q_{r_1} = 2\pi r_1 L\, h_{fluide}\, \left(T_{h_1} - T_{s_1}\right) \tag{7}$$

où :

L : Longueur totale des tubes

T_{h_1} : Température du fluide caloporteur

T_{s_1} : Température de la surface interne du tube

II.1.1.1.2 Transfert de chaleur par conduction à travers le tube

Le flux de transfert de chaleur par conduction à travers le tube est supposé unidimensionnel et radial. S'il n'y a aucune source de génération de chaleur à

l'intérieur des tubes, l'équation de transfert de chaleur par conduction gouvernant le système s'écrit (T. L. Bergman, 2011a):

$$\frac{1}{r}\frac{d}{dr}\left(k_{tube}r\frac{dT}{dr}\right)=0 \tag{8}$$

où k_{tube} est la conductivité thermique de la paroi du tube.

Le flux d'énergie à travers toute paroi cylindrique peut être exprimé par la relation (T. L. Bergman, 2011a):

$$q_{r_2}=-k_{tube}2\pi rL\left(\frac{dT}{dr}\right) \tag{9}$$

où $2\pi rL$ est l'air de la surface normale à la direction de transfert de chaleur.

Une double intégration de l'équation (8) en considérant les conditions aux limites montrées sur la Figure 9 (à savoir T (r_1) = T_{S1} et T (r_2) = T_{S2}), nous permet d'obtenir :

$$T(r)=\frac{T_{S_1}-T_{S_2}}{\ln\left(\frac{r_1}{r_2}\right)}ln\left(\frac{r}{r_2}\right)+T_{s_2} \tag{10}$$

En outre, la substitution de l'équation (10) dans l'équation (9) conduit à une équation générale du taux de flux de chaleur par conduction (T. L. Bergman, 2011a) :

$$q_{r_2}=\frac{k_{tube}2\pi L\left(T_{S_1}-T_{S_2}\right)}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \tag{11}$$

II.1.1.2 Côté air

Dans cette partie, nous nous intéressons au calcul du flux de chaleur transféré vers l'air extérieur. Vu que la chaleur quitte le côté extérieur des tuyaux, les

équations régissant ce transfert de chaleur sont celles d'un écoulement forcé d'air à travers un faisceau de tubes.

Les rangées d'un faisceau de tubes peuvent être soit alignées ou en quinconce dans le sens de la vitesse de l'air (Figure 10). La configuration est caractérisée par le diamètre D des tubes et par les pas transversal S_T et longitudinal S_L pour un arrangement aligné, en plus du pas diagonal S_D pour un arrangement en quinconce. Les pas sont mesurés depuis les centres des tubes (Figure 12).

Typiquement, nous souhaitons connaître le coefficient de transfert de chaleur moyen pour le faisceau de tubes entier.

II.1.1.2.1 Calcul du nombre de Nusselt (Nu_D)

Nous définissons tout d'abord le coefficient de transfert de chaleur moyen $\bar{h}$ pour un faisceau de tubes et qui peut être calculé en utilisant l'équation suivante (Bejan, 2013):

$$\bar{h} = \overline{Nu}_D \frac{k_{air}}{D} \tag{12}$$

avec: $\mathrm{k_{air}}$ est la conductivité thermique de l'air.

D est le diamètre extérieur du tube

$\overline{Nu}_D$ est le nombre de Nusselt moyen

Plusieurs modèles ont été proposés dans la littérature pour le calcul du $\overline{Nu}_D$. Le nombre de Nusselt moyen est souvent donné par des corrélations issues des mésures expérimentales sous la forme $\overline{Nu}_D = f\,(Re, Pr)$, où R_e est le coefficient de Reynolds et P_r est le nombre de Prandtl.

Après une revue extensive de la littérature, nous considérons dans notre actuelle modélisation les trois modèles les plus utilisés à savoir ceux de Grimison, Zhukauskas et Khan.

- **Modèle de Grimison:**

Le modèle expérimental de Grimison pour des tubes d'arrangements en quinconce ou aligné a été développé en 1937. Il permet de calculer le nombre de Nusselt moyen pour un faisceau de tubes par la formule suivante (Holman, 2010; Tahseen et al., 2015) :

$$\overline{Nu}_D = 1{,}13\, C_1 C_2 Re_{D,max}^{m} Pr^{\frac{1}{3}} \qquad (13)$$

Pour $2000 < Re_{D,max} < 40000$ et $Pr \geq 0{,}7$

Les constantes C_1, C_2 et m sont tabulées dans la plupart des livres de transfert de chaleur (T. L. Bergman, 2011b; Ferreira et al., 2014).

L'équation (13) repose sur l'utilisation des relations suivantes :

$$Re_{D,max} = \frac{V_{max} D}{\nu} \qquad (14)$$

où V_{max} et ν sont, respectivement, la vitesse maximale et la viscosité cinématique de l'air. D étant le diamètre extérieur des tubes.

- Pour un arrangement aligné :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} V \qquad (15)$$

- Pour un arrangement en quinconce :

$$V_{max} = \begin{cases} \dfrac{S_T}{S_T - D} V \quad pour\ S_D \geq \dfrac{S_T + D}{2} \\ \dfrac{S_T}{2(S_D - D)} V\ pour\ S_D < \dfrac{S_T + D}{2} \end{cases} \qquad (16)$$

avec: $S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2}$

où S_T et S_L sont respectivement le pas transversal et longitudinal entre les centres des tubes (Figure 12) et *V* est la vitesse de l'air.

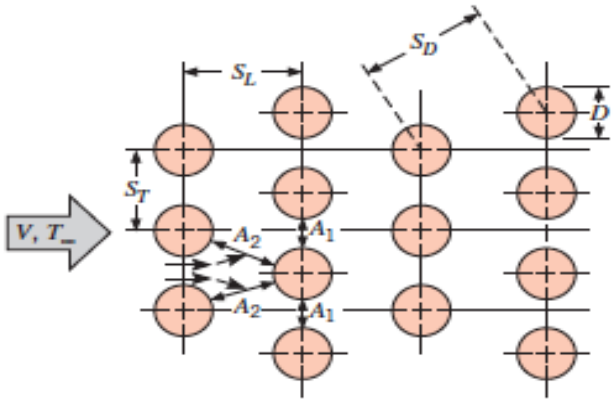


Figure 12: Plans de génération de vitesse maximale dans un arrangement en quinconce (Theodore L. Bergman et al., 2011)

Comme il est illustré sur la Figure 12, Les conditions sur S_D sont utilisées pour déterminer si la vitesse maximale se produit dans le plan transversal (zone A_1) ou dans le plan diagonal lorsque le débit est bifurqué par l'arrangement de tube en quinconce (zone A_2). Il est évident que dans le cas d'un arrangement aligné, la vitesse maximale ne pourra se produire que dans la zone A_1.

- **Modèle de Zhukauskas :**

Le modèle Zhukauskas, publié en 1972, a été proposé suite à des études expérimentales avec une précision de ± 15% (Bejan, 2013; T. L. Bergman, 2011b; Tahseen et al., 2015).

Ce modèle est régi par l'équation suivante (Bejan, 2013) :

$$\overline{Nu}_D = C_1 C_2 Re_{D,max}^{m} Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_S}\right)^{\frac{1}{4}} \qquad (17)$$

Pour $10 < Re_{D,max}^{m} < 2 \times 10^6$ *et* $0{,}7 < Pr < 500$

Le nombre de Reynolds est calculé comme dans le cas du modèle de Grimison (équations (14), (15)et (16)). Toutes les propriétés physiques de l'air sont calculées à température ambiante sauf le nombre de Prandtl Pr_s qui est évalué à la température de surface des tubes.

Les constantes C_1, C_2 et m ainsi que les valeurs de Pr_s sont tabulées dans des livres de transfert de chaleur (Bejan, 2013; Theodore L. Bergman et al., 2011).

- **Modèle de Khan et al :**

Khan et al. (2006) avaient développé des corrélations analytiques, validées expérimentalement, pouvant être utilisées dans une large gamme de paramètres géométriques.

Dans ce modèle, le paramètre U_{max} est utilisé en tant que vitesse de référence pour le calcul de l'écoulement de l'air et de transfert de chaleur pour les deux types d'arrangements. U_{max} est donné par :

$$U_{max} = \max\left(\frac{\mathcal{S}_T}{\mathcal{S}_T - 1} U_{app}, \frac{\mathcal{S}_T}{\mathcal{S}_D - 1} U_{app}\right) \quad (18)$$

Avec : $\mathcal{S}_D = \sqrt{{\mathcal{S}_L}^2 + \left(\frac{\mathcal{S}_T}{2}\right)^2}$

$\mathcal{S}_T$, $\mathcal{S}_L et\ \mathcal{S}_D$ sont, respectivement, les pas transversal, longitudinal et diagonal adimensionnels.

U_{app} est la vitesse d'approche de l'air généré avant de traverser les tubes.

Cette approche analytique permet de calculer le coefficient de transfert de chaleur adimensionnel $\overline{Nu}_D$ par la formule suivante :

$$\overline{Nu}_D = C Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (19)$$

Pour : $1{,}05 < \mathcal{S}_T < 3$ et $1{,}05 < \mathcal{S}_L < 3$.

Dans des conditions aux limites isothermes, le coefficient *C* est donné par :

$$C = \begin{cases} [0{,}25 + exp(-0{,}55\mathcal{S}_L)]\mathcal{S}_T^{0{,}285}\mathcal{S}_L^{0{,}212} & aligné \\ \dfrac{0{,}61\mathcal{S}_T^{0{,}091}\mathcal{S}_L^{0{,}053}}{[1 - 2exp(-1{,}09\mathcal{S}_L)]} & En\ quinconce \end{cases} \quad (20)$$

II.1.1.2.2 Calcul du flux de chaleur produit

La température de l'air chaud produit à partir de l'échangeur de chaleur peut être calculée en utilisant une différence de température logarithmique moyenne vue que l'air peut éprouver un grand changement de température comme il se déplace à travers le faisceau de tubes.

La différence de température logarithmique moyenne est calculée en utilisant l'équation suivante (Theodore L. Bergman et al., 2011; Holman, 2010; Khan et al., 2006; Tahseen et al., 2015) :

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln\left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o}\right)} \quad (21)$$

où T_i et T_0 sont les températures de l'air respectivement à l'entrée et la sortie du faisceau de tubes et T_S est la température de la surface extérieure des tubes. La température de sortie T_0, qui est nécessaire pour déterminer ΔT_{lm}, peut être estimée à partir de l'équation suivante (Theodore L. Bergman et al., 2011; Holman, 2010; Khan et al., 2006; Tahseen et al., 2015) :

$$T_o = T_s - (T_s - T_i)exp\left(-\frac{\pi D N \bar{h}}{\rho V N_T S_T c_p}\right) \quad (22)$$

où N_T : nombre de tubes dans le plan transversal

N : nombre total de tubes

S_T : pas transversal entre les centres de tubes

$\bar{h}$: coefficient d'échange par convection adimensionnel

c_p : chaleur spécifique d'air à pression constante

V : vitesse d'écoulement d'air

ρ : masse volumique d'air

Finalement, le flux de chaleur par unité de longueur des tubes peut être calculé à partir de la relation (Khan et al., 2006) :

$$Q = N\left(\bar{h}\,\pi D \Delta T_{lm}\right) \qquad (23)$$

II.1.2 Modélisation de la perte de pression

La perte de pression est un autre paramètre très important dans l'évaluation des performances d'un échangeur de chaleur eau-air. En effet, le calcul de la perte de charge associée au flux d'air traversant le faisceau de tubes suscite autant d'intérêt que le transfert de chaleur entre les deux fluides.

Dans la littérature, il existe plusieurs modèles d'estimation de la perte de pression dans une batterie de tubes (Figure 13). Dans ce qui suit, nous présentons les trois modèles les plus utilisés et les plus représentatifs qui sont des références et des bases dans la conception des échangeurs de chaleur fluide-air sans ailettes.

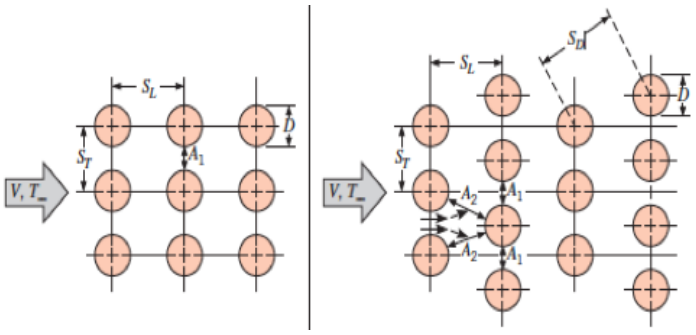


Figure 13: Arrangement alignée (à gauche) et en quinconce (à droite)

II.1.2.1 Modèle de Holman-Jacob

Le modèle de Holman-Jacob, déposé en 1938, exprime la chute de pression d'écoulement d'air à travers un faisceau de tubes selon la corrélation suivante (Holman, 2010):

$$\Delta p = \frac{2\, G_{max}^2 N_T}{\rho}\left(\frac{\mu_w}{\mu}\right)^{0,14} f \tag{24}$$

où G_{max} est la vitesse maximale et N_T est le nombre de tubes par rangé.

Avec :

$$f = \left[0,044 + \frac{0,08\,\frac{S_L}{D}}{\left(\frac{S_T - D}{D}\right)^{0,43} + 1,13\left(\frac{D}{S_L}\right)}\right] Re_{D,max}^{-0,15} \tag{25}$$

dans le cas d'un arrangement aligné, tandis que :

$$f = \left[0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{S_T - D}{D}\right)^{1,08}}\right] Re_{D,max}^{-0,16} \tag{26}$$

dans le cas d'un arrangement en quinconce.

Il faut noter que l'équation (24) ne prend pas en compte les propriétés physiques du matériau des tubes, ce qui pourrait considérablement conduire à une sous-estimation de la perte de charge si les tubes sont rugueux et à une surestimation s'ils sont lisses.

II.1.2.2 Modèle de Zhukauskas

Ce modèle a été inclus dans les travaux de Zhukauskas sur la modélisation du transfert de chaleur dans un faisceau de tubes traversé par un flux d'air tangentiel. Le modèle est décrit par l'équation suivante équation (Bejan, 2013; Kreith, 2011) :

$$\Delta p = N_L \chi \left(\frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f \tag{27}$$

où N_L est le nombre de rangées.

Le facteur de fiction f et le facteur de correction χ sont déterminés graphiquement, respectivement, sur la base du nombre de Reynolds $(Re_{D,max})$ et les paramètres adimensionnels des pas transversaux et longitudinaux $(P_T = \frac{S_T}{D}, P_L = \frac{S_L}{D})$.

Ces facteurs sont représentés sur les Figure 14 et Figure 15, respectivement, pour un arrangement aligné et en quinconce.

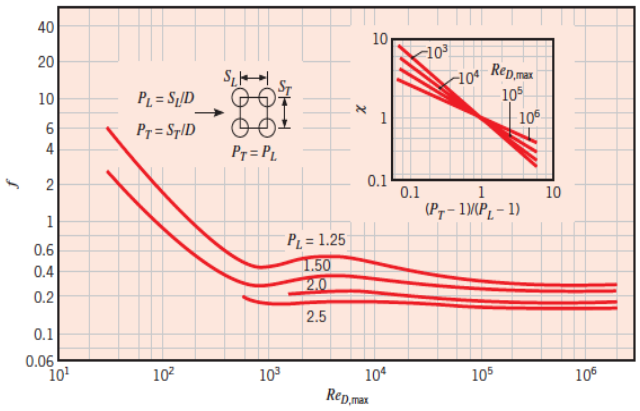


Figure 14: Facteurs de Friction et de correction pour un arrangement aligné (Theodore L. Bergman et al., 2011)

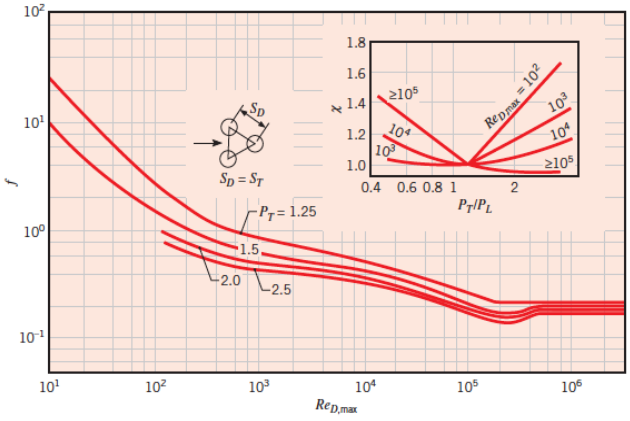


Figure 15: Facteurs de Friction et de correction pour un arrangement en quinconce (Theodore L. Bergman et al., 2011)

II.1.2.3 Modèle de Kays & London

La corrélation proposée par Kays et London est l'un des modèles les plus utilisés par les fabricants dans le calcul de la perte de charge dans différentes architectures d'échangeurs de chaleur. Cette corrélation est donnée par (Kays, 1984) :

$$\frac{\Delta p}{p_1} = \frac{G^2 v_1}{2p_1}\left[(1+\sigma^2) + f\frac{A_{surf}}{A_{min}}\frac{v_m}{v_1}\right] \tag{28}$$

où :

$$f = \left[0{,}044 + \frac{0{,}08\frac{S_L}{D}}{\left(\frac{S_T - D}{D}\right)^{0{,}43} + 1{,}13\left(\frac{D}{S_L}\right)}\right] Re_{D,max}^{-0{,}15} \tag{29}$$

Dans le cas d'un arrangement aligné, alors que :

$$f = \left[0{,}25 + \frac{0{,}118}{\left(\frac{S_T - D}{D}\right)^{1{,}08}}\right] Re_{D,max}^{-0{,}16} \tag{30}$$

dans le cas d'un arrangement en quinconce.

$$A_{min} = min\left\{(S_T - D)\,, 2\left(\sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} - D\right)\right\} \tag{31}$$

$$G = \rho V \tag{32}$$

$$v = \frac{1}{\rho} \tag{33}$$

où G est la vitesse de la masse d'air, Asurf est la surface extérieure de la paroi de tubes, Amin est la zone de libre circulation minimale et P1 est la pression d'air admis.

Afin de simplifier l'équation (28), on peut supposer que la densité de l'air reste constante ($\rho_1 = \rho_2 = \rho$) entre la première et la dernière rangée.

II.2 Échangeurs de chaleur à tubes et ailettes

II.2.1 Modélisation des pertes de charge et transfert de chaleur côté eau

Dans cette section, les caractéristiques de perte de charge et de transfert de chaleur côté fluide chaud sont décrites en se basant sur des modèles mathématiques largement présentés et utilisés dans la littérature, (Haaland, 1983; Verein Deutscher Ingenieure, 2010). Ces expressions sont utilisées pour définir le coefficient de transfert de chaleur global et les pertes de charge de l'échangeur de chaleur côté eau. La chute de pression dans le débit de la conduite est donnée par l'équation suivante (Verein Deutscher Ingenieure, 2010):

$$\Delta P_w = \frac{1}{D_i}\frac{\rho_w U_w^2}{2} f_w \tag{34}$$

La vitesse dans les tubes est exprimée par la fonction de base (Verein Deutscher Ingenieure, 2010):

$$U_w = \frac{\pi(\rho_w M_w)^2}{4} \tag{35}$$

Afin de calculer les facteurs de friction pour l'écoulement à l'intérieur du tuyau, le nombre de Reynolds est requis. L'expression de ce rapport exprimant un nombre non dimensionnel entre les forces visqueuses et les forces de frottement est définie par la formule suivante (Verein Deutscher Ingenieure, 2010):

$$Re_w = \frac{U_w \rho_w D_i}{\mu_w} \tag{36}$$

Dans les cas où l'écoulement est turbulent, diverses expressions existent. La rugosité de la paroi du tube est un facteur important. Les seules surfaces pour lesquelles une règle liée à la résistance des parois peut être citée sont celles qui sont techniquement lisses (Verein Deutscher Ingenieure, 2010). Des résistances à l'écoulement beaucoup plus importantes sont rencontrées si les surfaces sont rugueuses ; cela dépend uniquement de la rugosité en écoulement turbulent, mais, dans la zone de transition, cela dépend aussi du nombre de Reynolds. Les nombreuses observations qui ont été faites n'ont pas permis d'établir une relation générale entre chute de pression et rugosité qui engloberait la multiplicité des cas susceptibles de se produire dans la pratique (Verein Deutscher Ingenieure, 2010), (Haaland, 1983).

L'équation de Haaland (Haaland, 1983) est utilisée dans ce cas, car il n'est pas nécessaire d'itérer le facteur de friction de Darcy comme dans d'autres expressions (Verein Deutscher Ingenieure, 2010). La précision du facteur de frottement de Darcy résolue dans cette équation est supposée être d'environ ± 2%, si le nombre de Reynolds est supérieur à 3000. Le facteur de frottement est exprimé comme suit (Verein Deutscher Ingenieure, 2010) :

$$f_w = \frac{1}{\left(-1.8 \log\left(\left(\frac{6.9}{Re_w}\right) + ((k/D_i)/3.71)^{1.11}\right)\right)^2} \tag{37}$$

Par ailleurs, quand l'écoulement interne est laminaire et que la surface interne de la conduite peut être supposée lisse, le coefficient de frottement est calculé par la formule (Verein Deutscher Ingenieure, 2010):

$$f_w = \frac{Re_w}{64} \tag{38}$$

En utilisant les équations données (37) et (38), la perte de charge du côté eau est déterminée pour les cas laminaires et turbulents.

Le coefficient de transfert de chaleur, utilisé pour définir le flux de chaleur du côté de l'eau, est exprimé à partir du nombre de Nusselt, qui est calculé pour le cas d'écoulements internes forcés laminaire et turbulent.

En régime d'écoulement laminaire, le nombre de Nusselt reste constant et peut être supposé égale à (Verein Deutscher Ingenieure, 2010):

$$Nu_{lam} = 3.6567 \tag{39}$$

Alors que dans le cas d'un écoulement turbulent, l'intensité du transfert de chaleur dépend des nombres de Reynolds, de Prandtl et du facteur de friction (avec toutes les autres relations associées au facteur de friction). Ces dépendances pourraient être résumées et exprimées par l'équation proposée par Gnielinky et al (Verein Deutscher Ingenieure, 2010):

$$Nu_{turb} = \frac{(f_w/8)Re_w Pr}{1 + 12.7\sqrt{\frac{f_w}{8}}(Pr^{2/3} - 1)}\left[1 + \left(\frac{D_i}{l}\right)^{2/3}\right] \tag{40}$$

L'échangeur de chaleur peut fonctionner dans des cas autres que l'écoulement laminaire ou turbulent. Dans le cas où le régime d'écoulement d'eau se situe entre Re> 2300 et Re <10000, le coefficient de transfert de chaleur doit être exprimé à partir de l'approximation transitoire de l'écoulement suggérée par Gnielinky et al (Verein Deutscher Ingenieure, 2010):

$$Nu_{tran} = (1 - \gamma)Nu_{lam} + \gamma Nu_{turb} \tag{41}$$

Le paramètre définissant la distance entre des régimes d'écoulement laminaires et turbulents est défini par l'expression (Verein Deutscher Ingenieure, 2010):

$$\gamma = \frac{Re_w - 2300}{10^4 - 2300} \; and \; 0 \leq \gamma \leq 1 \qquad (42)$$

Ce modèle physique permet d'examiner l'intensité du transfert de chaleur dans une large gamme de débits côté eau et peut être utilisé pour des travaux d'optimisation.

II.2.2 Modèles des pertes de charge et transfert de chaleur côté air

II.2.2.1 Définition des paramètres

La modélisation des caractéristiques de flux thermiques de l'échangeur de chaleur à tubes et ailettes à fentes (Figure 16) est réalisée sur la base des hypothèses suivantes :

- Flux au régime permanent
- Fluide incompressible
- Effet de rayonnement négligé
- Propriétés thermo-physiques constantes du solide et du fluide.

Dans une configuration en quinconce, le transfert de chaleur du faisceau de tubes à ailettes vers l'air (Figure 17) est modélisé sur la base des paramètres adimensionnels suivants (C.-C. Wang et al., 2000; C.-C. Wang & Chi, 2000):

Le nombre de Reynolds :

$$Re = \rho U_m D/\mu \qquad (43)$$

Avec :

$$U_m = \begin{cases} U(S_T/2a) \; si \; 2a \leq 2b \\ U(S_T/2b) \; si \; 2a \geq b \end{cases} \qquad (44)$$

Où ρ et μ sont, respectivement, la densité et la viscosité cinématiques estimées à la température d'air à l'entrée.

2a et *b* montrés dans la Figure 18, peuvent être calculés à partir des paramètres géométriques du faisceau de tubes à savoir :

$$2a = (S_T - D) - \left[(S_T - D)\delta . n_f\right] \quad (45)$$

$$b = (S_D - D) - \left[(S_T - D)\delta . n_f\right] \quad (46)$$

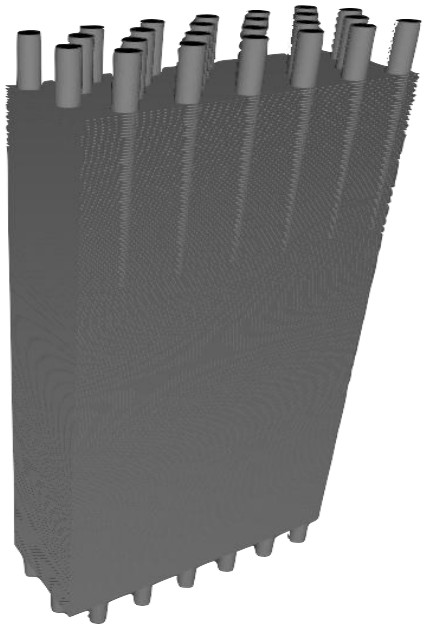


Figure 16: Architecture d'un échangeur à tubes et ailettes

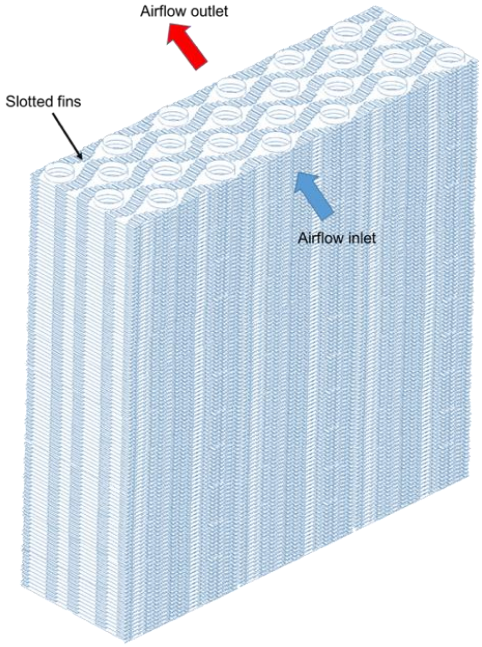


Figure 17: Faisceau de tubes en quinconce à ailettes à fentes.

Le facteur de friction est défini comme suit :

$$f = 2\,\Delta p/\rho U_m^2 \quad (47)$$

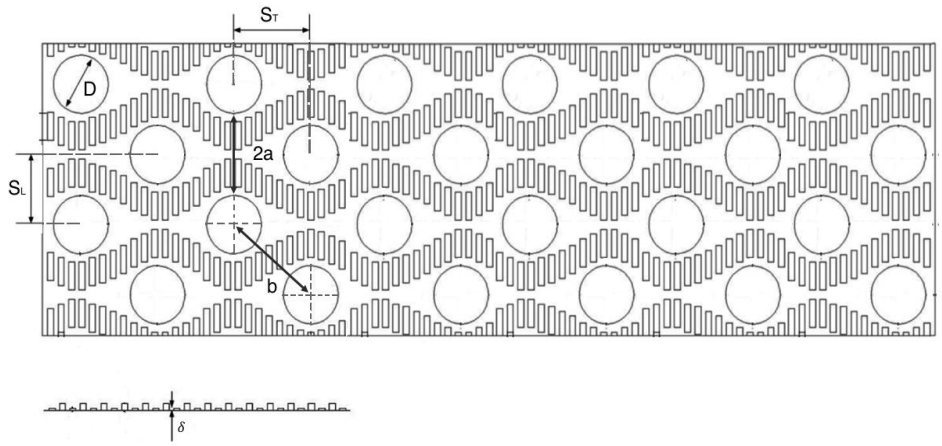


Figure 18 : Schéma des différents paramètres géométriques

Δp est la perte de pression à travers le faisceau de tubes à ailettes.

Le nombre de Nusselt est calculé en fonction des paramètres suivants :

$$Nu = h\,.\,D/\lambda \tag{48}$$

où λ est la conductivité d'air et h est le coefficient d'échange convectif moyen qui est défini par :

$$h = \Phi/A\,\Delta T \tag{49}$$

où Φ est le flux de chaleur convectif total et qui est calculé par :

$$\Phi = M_{air} C_p (T_o - T_i) \tag{50}$$

et *A* est la surface de transfert de chaleur estimée par :

$$A = A_b + \zeta_f A_f \tag{51}$$

avec A_b est la surface de la base tandis que A_f est la surface des ailettes.

La méthode approximative définie par Schmidt (Schmidt T.E., 1949) permet d'estimer l'efficacité des ailettes ζ_f par les corrélations suivantes :

$$\zeta_f = \frac{\tanh(mr_c\phi)}{mr_c\phi} \tag{52}$$

Tel que :

$$m = \sqrt{\frac{2h}{\lambda_f \delta}} \tag{53}$$

$$\phi = \left(\frac{R_{eq}}{r_c} - 1\right)\left[1 + 0.35 log_e\left(\frac{R_{eq}}{r_c}\right)\right] \tag{54}$$

$$\frac{R_{eq}}{r_c} = 1.27\frac{X_M}{r_c}\left(\frac{X_L}{X_M} - 0.3\right)^{0.5} \tag{55}$$

$$X_M = S_T/2 \tag{56}$$

$$X_L = \sqrt{{X_M}^2 + {S_L}^2/2} \tag{57}$$

La différence de température logarithmique moyenne entre la paroi de tube et l'air est définie comme suit :

$$\Delta T = \frac{(T_w - T_i) - (T_w - T_o)}{ln(T_w - T_i/T_w - T_o)} \tag{58}$$

II.2.2.2 Nombre de Nusselt et facteur de friction

Dans l'objectif d'estimer les performances thermiques et aérodynamique et modéliser les échangeurs de chaleur de type fluide-air, plusieurs corrélations ont été établies dans la littérature sur la base d'études expérimentales et numériques pour différents nombres de rangées et types d'ailettes. La plupart des études effectuées permettent d'estimer le coefficient de transfert de chaleur moyen et la perte de charge à partir du nombre de Nusselt et du facteur de friction, respectivement (sur la base de paramètres géométriques des faisceaux de tubes à ailettes).

Kong et al ont établi des corrélations pour des faisceaux de tubes à ailettes à fentes alternantes à quatre rangées sur la base d'une simulation

tridimensionnelle validée par des tests expérimentaux. Les corrélations ont été développées à l'aide d'une analyse de régression linéaire multiple en fonction des pas longitudinaux et transversaux ainsi que du diamètre du tube. Le facteur de friction côté air et le nombre de Nusselt sont exprimés comme suit (Kong et al., 2016b):

$$f = 324.0431\ Re^{-0.4825}\left(\frac{S_T}{D}\right)^{-0.0258}\left(\frac{S_L}{D}\right)^{-0.2419} \tag{59}$$

$$Nu = 4.8787\ Re^{0.3173}\left(\frac{S_T}{D}\right)^{-0.8571}\left(\frac{S_L}{D}\right)^{-0.6648} \tag{60}$$

avec :

$$1 \le S_T/D \le 1.8\ ,\ 1 \le S_L/D \le 1.8\,, 800 \le Re \le 13000$$

Afin d'estimer la performance globale du faisceau de tubes à ailettes, la capacité de transfert de chaleur d'une surface à une résistance à l'écoulement donnée est généralement définie par le critère d'évaluation de la performance P_{EC} qui est calculé par l'équation suivante (Kong et al., 2016b):

$$\mathrm{P_{EC}} = {\mathrm{Nu}}/{\mathrm{f}^{1/3}} \tag{61}$$

La puissance transmise au flux d'air nécessaire pour surmonter les pertes de pression peut être estimée à l'aide de l'équation suivante :

$$W = \frac{M_{air}}{\rho}\ \Delta p \tag{62}$$

Le modèle physique décrivant les transferts de chaleur et la perte de charge dans un échangeur de chaleur à faisceau de tubes et ailettes plates avec des fentes alternantes a été détaillé dans cette section. Par ailleurs, comme il a été signalé précédemment, ce modèle a été principalement développé suite à des études numériques validées expérimentalement pour des températures du fluide chaud constantes assurées par des sources conventionnelles.

Notre objectif principal est d'intégrer ce modèle d'échangeur de chaleur dans un système solaire thermique qui est un système à source d'énergie intermittente ne permettant pas le chauffage du fluide chaud à une température constante. Afin de vérifier la validité de ce modèle mathématique, nous allons ultérieurement étudier expérimentalement l'effet de la variation de la température du fluide chaud sur les performances thermique et aérodynamique de l'échangeur de chaleur à tubes et ailettes.

III Validation des modèles mathématiques

III.1 Échangeur de chaleur sans ailettes

Afin de valider le modèle physique décrivant les performances d'un échangeur de chaleur sans ailettes (illustré dans la figure 19), nous avons comparé nos résultats avec ceux de travaux antérieurs. Pour ce faire, nous avons conservé les mêmes paramètres de simulation utilisés à l'origine par ces auteurs (Tableau 5 et Tableau 6) et nous avons utilisé les équations présentées dans la section précédente pour calculer la température de la surface externe des tubes T_{S2}, la température de séchage T_o, le flux de chaleur Q ainsi que la perte de pression d'air $\Delta \boldsymbol{P}$. Les résultats obtenus sont rapportés dans les

Tableau 7 et Tableau 8.

On peut déduire de ces résultats que nos simulations sont fiables à plus de 94% et 98%, respectivement, dans le calcul de transfert de chaleur et de perte de charge.

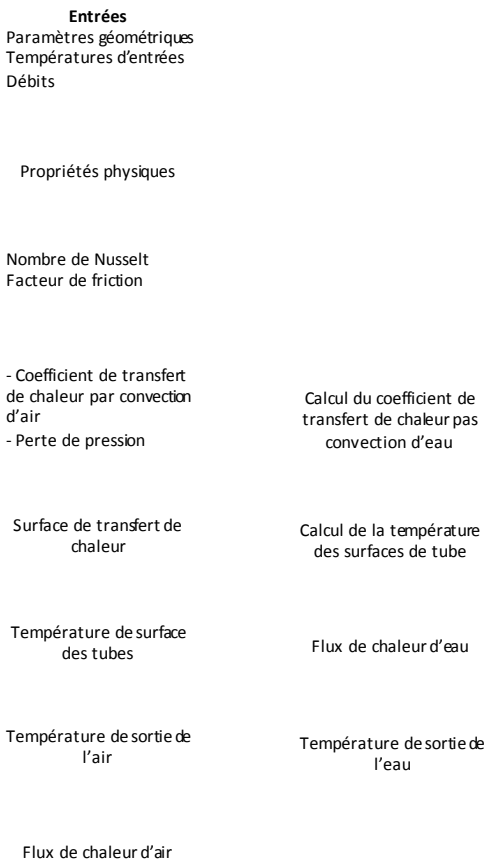


Figure 19: Organigramme du code de calcul

Tableau 5: Paramètres utilisés dans la validation des simulations de transfert de chaleur

Sources / **Paramètres**	**Holman** (Holman, 2010)	**Incropera** (Theodore L. Bergman et al., 2011) **Khan et al** (Khan et al., 2006)	**Unites**
Conductivité thermique des tubes	10	10	W/m.K
Température ambiante T_i	10	15	°C
S_T and S_L	38.1 ; 38.1	20.5 and 20.5	mm
Viscosité cinématique d'air	$14.82x10^{-6}$	$14.82x10^{-6}$	m^2/s
Conductivité thermique d'air	0.0263	0.0263	W/m.K
Densité d'air	1.217	1.217	Kg/m^3

Conductivité thermique d'eau	0.6	0.6	W/m.K
Chaleur spécifique	1007	1007	J/Kg.K
Nombre total de tubes par rangée (N_T)	5	8	NA
Nombre Total de tubes (N)	75	56	NA
Diamètre de tube	0.0254	0.0164	m
Vitesse d'air (V)	7	6	m/s

Tableau 6: Paramètres utilisés dans la validation des simulations de perte de charge

Sources / **Paramètres**	**Holman** (Holman, 2010)	**Incropera** (Theodore L. Bergman et al., 2011)	**Kreith** (Kreith, 2011)
N_T & N_L	15 & 5	8 & 7	20 & 15
S_T & S_L	3.81 cm	3.13 & 3.43 cm	5 cm
V	7 m/s	7 m/s	3 m/s
D	2.54 cm	1.64 cm	2.5 cm

Tableau 7: Comparaison des résultats de transfert de chaleur avec des travaux antérieurs

Models	**Source**	**T_{S2}(°C)**	**T_o(°C)**	**Q(kW)**
Grimison	**Holman** (Holman, 2010)	65	33.5	45.6
	Nos Résultats	65	32.76	44.2
Zhukauskas	**Incropera** (Theodore L. Bergman et al., 2011)	70	38.5	28.4
	Nos Résultats	70	38.86	28.7
Khan	**Khan et al** (Khan et al., 2006)	70	43.3	34.1
	Nos Résultats	70	45.01	36.1

Tableau 8: Comparaison des résultats de la perte de pression avec des travaux antérieurs

Modèles	Sources	ΔP(N/m²)	Différence
Holman-Jacob	Holman (Holman, 2010)	352.88	< 2%
	Nos Résultats	359.20	
Zhukauskas	Incropera (Theodore L. Bergman et al., 2011)	246	< 1%
	Nos Résultats	248.3	
Kays & London	Kreith (Kreith, 2011)	48.6	< 0,7%
	Nos Résultats	48.9	

III.2 Échangeur de chaleur avec ailettes

III.2.1 Configuration de l'installation expérimentale

Le travail présenté dans cette section a été effectué au « Key Laboratory of Condition Monitoring and Control for Power Plant » du North China Electric Power University en Chine durant un stage de trois mois en 2017.

Le système expérimental présenté dans la Figure 19 a été utilisé pour la validation expérimentale du modèle estimant les performances thermiques et aérodynamiques d'un échangeur de chaleur à tubes et ailettes à fentes alternantes à 4 rangées (Figure 20.a). L'objectif est d'étudier l'effet de variation de la température d'entrée d'eau sur la prévision des performances de l'échangeur considéré. La configuration en quinconce est caractérisée par des pas transversaux et longitudinaux de 35 mm, un diamètre de 25 mm, un

espacement entre ailettes de 3,2 mm et une épaisseur des ailettes de 0,3 mm, comme il est montré schématiquement dans la Figure 18.

Les tubes et les ailettes de l'échangeur de chaleur sont en aluminium alors que les raccords de tubes sont fabriqués à partir de silicone résistant aux températures élevées. La soufflerie (Figure 20.c) comporte une section d'essai recouverte d'une couche d'amiante afin de minimiser les pertes de chaleur et se rapprocher ainsi de l'échantillon expérimental pour éliminer les pertes de contraction et de dilatation. La section de test (Figure 19) a une largeur de 500 mm, une hauteur de 700 mm et une longueur de 1000 mm.

Dans la boucle d'air, le débit peut être contrôlé par un contrôleur numérique de vitesse et la soufflerie peut assurer une vitesse de l'air comprise entre 0,5 et 3,5 m/s, ajustée à l'aide d'un anémomètre à fil chaud à une précision de ± 0,05 m/s. Deux rangées de tubes en T ont été implantées en amont et en aval de l'échangeur pour mesurer la perte de charge le long de la section de test à l'aide d'un manomètre micro-pression différentiel à un tube incliné avec une précision de ± 0,15 Pa. La boucle d'eau est alimentée par un système de contrôle de la température de l'eau (Figure 20.b) capable de fournir un flux constant d'eau chaude à différentes températures jusqu'à 120 ° C en phase liquide, garanti par un régulateur de pression intégré. La sortie du système de contrôle de l'eau a été équipée d'un débitmètre à turbine avec une précision de ± 0,14 kg/s pour contrôler le débit d'eau et le maintenir à 1 kg/s lors des mesures. Deux grilles de thermocouples de type T ont été implantées à l'entrée (6 thermocouples) et à la sortie (24 thermocouples) de la section d'essai. 12 thermocouples de type T ont été implantés à la surface de l'échangeur de chaleur.

Afin d'assurer une bonne précision des mesures, les thermocouples ont été pré-étalonnés à l'aide de la méthode d'étalonnage du point de glace, avec une plage d'erreur de ± 0,1°C. Les données ont été enregistrées par le système

d'acquisition de données *Agilent 34972A*, puis moyennées et collectées dans un ordinateur hôte. L'estimation de l'incertitude d'un résultat calculé pourrait être effectuée avec une bonne précision en utilisant une combinaison racine-somme de chacune des variables indépendantes individuelles $x_1, x_2, \ldots, x_N$, lorsqu'elle est utilisée dans une fonction telle que $\Gamma = f(x_1, x_2, \ldots x_N)$. L'équation de base de l'analyse de l'incertitude est estimée comme suit (Moffat, 1988):

$$\delta\Gamma = \sqrt{\sum_{i=1}^{N} \left(\frac{\partial\Gamma}{\partial x_i}\right)^2 (\delta x_i)^2} \tag{63}$$

Dans ce cas particulier, la plupart des équations décrivant les résultats sont sous la forme d'un produit pur tel que l'équation (63), l'incertitude relative pouvant alors être estimée directement.

Si, $\Gamma = x_1^a x_2^b \ldots x_N^m$ (64)

Alors,

$$\frac{\delta\Gamma}{\Gamma} = \left[\left(a\frac{\delta x_1}{x_1}\right)^2 + \left(b\frac{\delta x_2}{x_2}\right)^2 + \cdots + \left(m\frac{\delta x_N}{x_N}\right)^2\right]^{1/2} \tag{65}$$

Avec $x_1, x_2, \ldots x_N$ sont les variables mesurées utilisées pour calculer Γ alors que $\delta x_1, \delta x_2, \ldots, \delta x_N$ sont les tolérances des variables.

Les incertitudes estimées des différents paramètres expérimentaux sont résumées dans le Tableau 9.

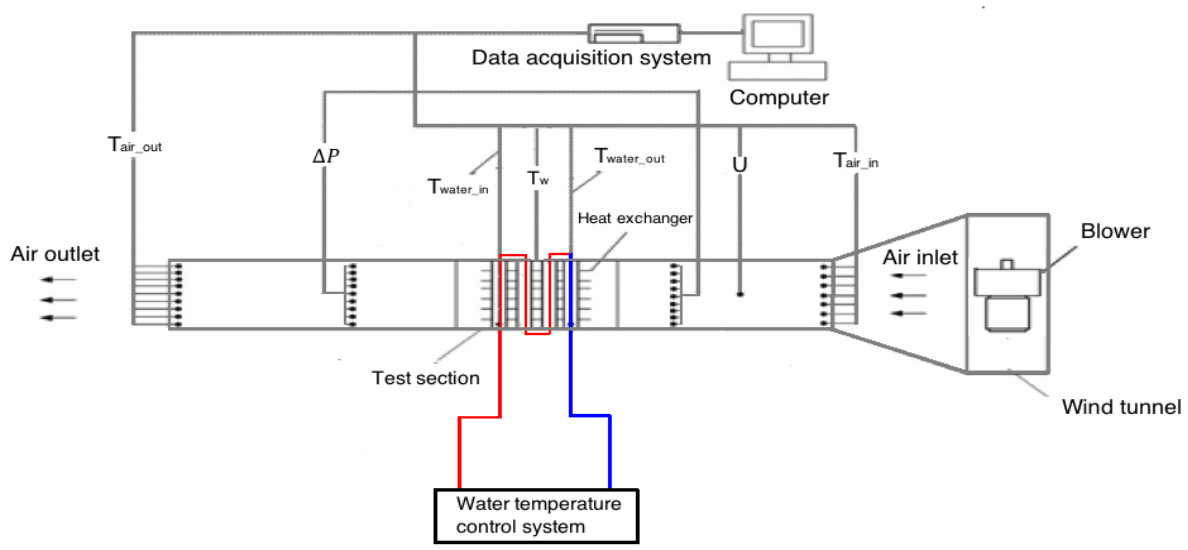


Figure 19 : Configuration expérimentale et emplacements des points de mesure



(a) (b) (c)

Figure 20 : Installation expérimentale pour les performances thermiques de l'échangeur de chaleur à tubes à ailettes à fentes. (a) échantillon d'échangeur de chaleur à ailettes à fentes, (b) système de contrôle de la température de l'eau, (c) système expérimental en soufflerie

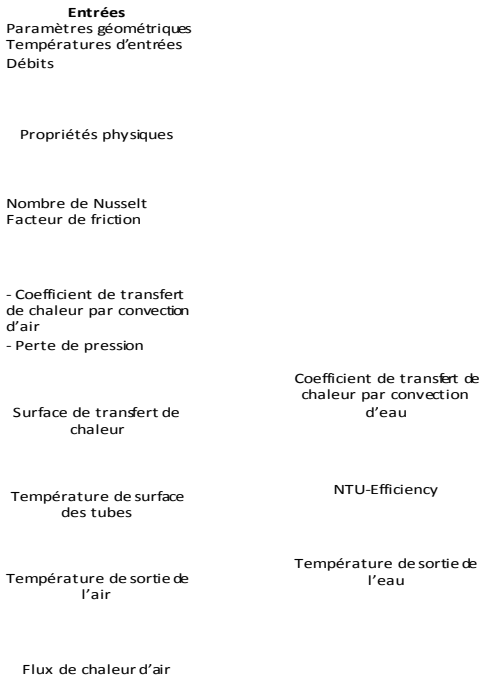


Figure 21: Organigramme du code de calcul

Tableau 9 : Incertitudes maximales estimées

Paramètres	Incertitude de mesure (%)
m_{water}	3.98
u_{air}	4.33
T_{air_in}	0.22
T_{air_out}	0.53
T_{water_in}	0.17
ΔP	3.65
Re	4.71
Nu	6.82
f	6.37
h	6.81

III.2.2 Validation expérimentale du modèle

L'estimation numérique de la performance thermique et aérodynamique de l'échangeur de chaleur eau-air a été réalisée à l'aide d'un code Matlab, conformément au diagramme de flux présenté sur la Figure 21. Par ailleurs, les débits d'air et d'eau ainsi que les températures d'entrée de l'eau et de l'air sont les entrées de l'algorithme considéré. Les résultats de la simulation ont été comparés aux données expérimentales afin d'étudier la fiabilité du modèle physique proposé pour l'estimation des caractéristiques de l'échangeur thermique à une température d'eau chaude variable comprise entre 323,15K et 363,15K. Les paramètres de base du faisceau de tube à ailettes utilisés dans les calculs numériques sont montrés dans le Tableau 10. Notons que pour le calcul du nombre de Nusselt et du facteur de friction (sur la base des

mesures de la température de sortie d'air et de la perte de charge), les propriétés thermiques ont été évaluées à la température moyenne $(T_{air\ in} + T_{air\ out})/2$.

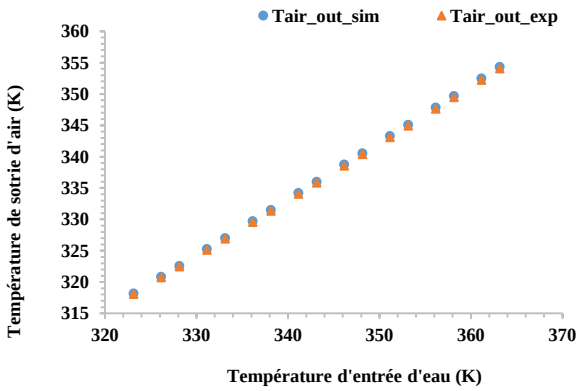
Tableau 10: Paramètres de base

Paramètre	Valeur	Unité
m_{water}	1	kg/s
u_{air}	0.5	m/s
T_{air_in}	289.15	K
$S_T = S_L$	35	mm
D	25	mm
δ	0.3	mm
F_s	3.2	mm
N	24	-
N_L	4	-
n_f	214	-

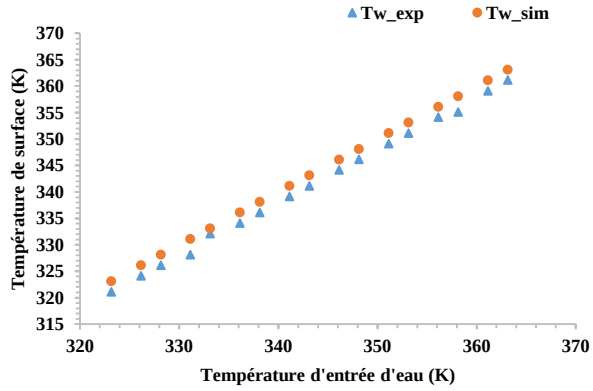
En utilisant des températures moyennes, les mesures principales de la température de sortie d'air, de la température de surface de l'échangeur thermique ainsi que de la chute de pression d'air sont représentées pour différentes valeurs de la température d'entrée d'eau et comparées aux résultats numériques comme illustré sur la Figure 22. On peut remarquer que les déviations maximales entre les résultats numériques et les mesures expérimentales sont de l'ordre de 0,26%, 0,61% et 2,9%, respectivement, pour la température de sortie d'air, la température de surface et la chute de pression de l'air. Cette chute de pression de l'air diminue d'environ 4% lorsque la température de l'eau à l'entrée augmente, comme l'indique la Figure 22.c. Cette diminution de la perte de charge peut être expliquée par l'augmentation, à la sortie, de la pression d'air avec la température, ce qui entraîne une diminution de la perte de charge pour une pression d'air constante à l'entrée.

Malgré la diminution de la chute de pression, on peut voir sur la Figure 22.a que le facteur de friction a une tendance à la hausse avec la température d'entrée d'eau. Ceci peut être interprété par l'augmentation de la viscosité cinétique et la diminution de la densité de l'air avec la température.

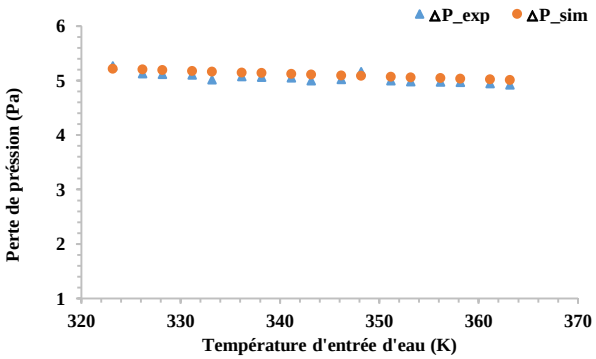
Les paramètres dérivant des résultats expérimentaux à savoir le facteur de friction, le nombre de Nusselt ainsi que le coefficient de transfert de chaleur sont illustrés dans la Figure 23. La comparaison entre les simulations et les résultats expérimentaux montre que les déviations maximales sont d'environ 3,2%, 1,56% et 0,34%, respectivement, pour le facteur de friction, le nombre de Nusselt et le coefficient de transfert de chaleur. Comme illustré sur la Figure 23.b, le nombre de Nusselt diminue proportionnellement à la température de l'eau à l'entrée, en raison de l'augmentation de la viscosité cinétique de l'air avec la température qui donne par conséquent un nombre de Reynolds plus petit. En outre, l'augmentation de la conductivité de l'air en fonction de la température entraîne une amélioration du coefficient de transfert de chaleur par convection, malgré la diminution du nombre de Nusselt. Selon les Figure 22 et Figure 23, on peut conclure que les résultats numériques concordent bien avec les mesures expérimentales. Ceci montre la fiabilité du modèle physique et du code de calcul considérés ce qui permet une estimation précise des performances de l'échangeur de chaleur à des températures d'entrée d'eau variables. Par ailleurs, ce modèle nous permettra d'optimiser les différents paramètres géométriques de l'échangeur de chaleur considéré.



(a)

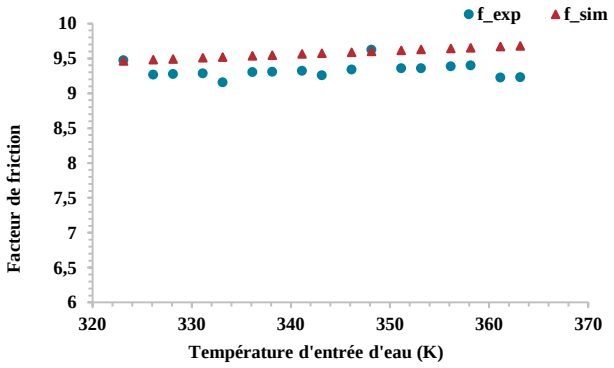


(b)

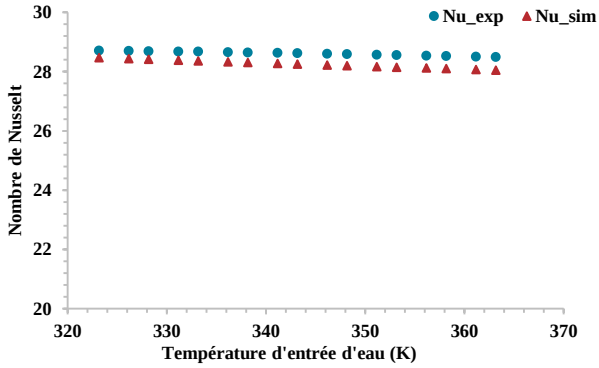


(c)

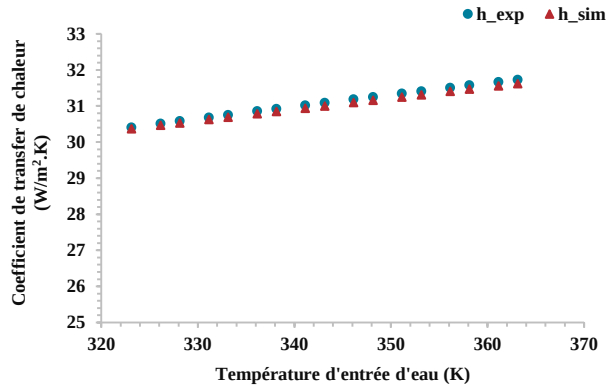
Figure 22 : Influence de la variation de la température d'entrée d'eau sur : (a) la température de sortie d'air (b) la température de surface et (c) la chute de pression d'air



(a)



(b)



(c)

Figure 23: Influence de la variation de la température d'entrée d'eau sur : (a) le facteur de friction (b) le nombre de Nusselt et (c) le coefficient de transfert de chaleur

IV Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différents modèles décrivant les mécanismes de transfert de chaleur et de perte de pression d'air dans les échangeurs de chaleurs eau air à flux croisés. Deux types de faisceaux de tubes ont été étudiés : tubes sans ailettes et tubes avec ailettes.

En outre, les équations permettant d'estimer les performances thermiques et aérodynamiques de ce type d'échangeurs ont été modélisées en deux parties. La première partie concerne le transfert de chaleur du fluide caloporteur à l'air soufflé par le ventilateur où le flux de chaleur est transféré par convection et conduction. La deuxième partie concerne la chute de pression d'air à travers le faisceau de tubes lisses ou avec ailettes. Afin de valider les modèles mathématiques présentés dans ce chapitre, deux approches ont été considérées. La première concerne la comparaison des résultats de simulations d'un échangeur à tubes sans ailettes avec des travaux antérieurs, tandis que la deuxième repose sur la validation expérimentale des corrélations de transfert de chaleur et perte de charge relatives à un échangeur à tubes et ailettes.

Pour conclure, les résultats ont montré la fiabilité des modèles proposés et des simulations effectués ce qui nous permettra d'utiliser ces corrélations dans le prochain chapitre dans l'objectif d'optimiser les performances des échangeurs de chaleurs eau-air et par conséquent améliorer l'efficacité d'un système de séchage solaire des matériaux argileux.

Chapitre III : Optimisation de la conception d'un échangeur de chaleur eau-air

I Introduction

La conception d'un échangeur de chaleur à flux croisé est une tâche complexe basée sur un processus d'essais et d'erreurs dans lequel les paramètres géométriques et opérationnels sont sélectionnés pour répondre aux exigences spécifiées telles que le flux de chaleur, la chute de pression et la température de sortie. Aussi, l'optimisation des échangeurs thermiques est considérée comme un processus de design dans lequel tous les paramètres de conception et de fonctionnement sont évalués en fonction des exigences (température de sortie, perte de charge et débit de chaleur). Les objectifs les plus courants de l'optimisation des échangeurs de chaleur sont l'économie d'énergie, la conservation des ressources, ainsi que la réduction des coûts d'investissement et d'exploitation.

Plusieurs chercheurs ont utilisé divers algorithmes d'optimisation avec différentes méthodologies et fonctions objectives pour optimiser différentes architectures d'échangeurs à flux croisés. Wang et al. (1997) ont effectué des expériences approfondies pour identifier les performances de transfert de chaleur et de perte de charge des échangeurs de chaleur à tubes et ailettes ondulés. Romero-Méndez et al. (2000) ont examiné l'influence de l'espacement des ailettes sur le côté du tube supérieur d'un échangeur de chaleur à tube à ailettes unique à travers la visualisation du débit et le calcul numérique. Pacheco-Vega et al. (2001, 2003) ont effectué des séries d'expériences et obtenu les données pour prédire les performances de transfert de chaleur de l'échangeur. Sur la base des données numériques, les auteurs ont obtenu la corrélation pour les performances de transfert de chaleur grâce à une analyse de régression, qui a été encore optimisée à l'aide d'un algorithme génétique (AG). Xie et al. (2005) ont utilisé une technique d'optimisation traditionnelle basée sur les mathématiques pour réaliser la conception optimale de l'échangeur de chaleur à tubes et ailettes. Les auteurs

ont considéré la minimisation du coût annuel total comme une fonction objective. Yang et al. (2006) ont réalisé l'optimisation des paramètres de conception de l'échangeur de chaleur à tube d'un réfrigérateur domestique dans des conditions de givrage afin d'améliorer ses performances thermiques. Ils ont considéré le taux moyen de transfert de chaleur, la masse de gel et le temps de fonctionnement comme des fonctions objectives et ont utilisé la surface de réponse et les méthodes de Taguchi comme outil d'optimisation. G. Xie et al. (2008a, b) ont utilisé un AG pour minimiser un coût annuel total et un poids total de l'échangeur. Les auteurs ont pris en compte sept variables de conception pour les objectifs d'optimisation et ont effectué l'optimisation via une routine d'AG et une routine de conception thermique. Wu et al. (2008) ont appliqué un algorithme génétique pour optimiser le circuit de réfrigérant et les échangeurs de chaleur à tubes pour minimiser la longueur des tubes et maximiser le transfert de chaleur. Saechan & Wongwises (2008) ont présenté un modèle mathématique pour déterminer la configuration optimale des condenseurs hors tube utilisés dans les systèmes de climatisation. Les auteurs ont utilisé ce modèle pour analyser et optimiser la génération d'entropie de l'échangeur. Tang et al. (2009) ont appliqué un AG pour l'optimisation des performances de transfert de chaleur côté air. Les auteurs ont étudié divers modèles de nageoires et développé des corrélations de transfert de chaleur et de facteur de frottement, qui ont été encore optimisées en mettant en œuvre un AG. Lemouedda et al. (2010) ont combiné une analyse CFD, des algorithmes génétiques et la méthodologie de la surface de réponse pour obtenir un angle d'attaque optimal des générateurs de vortex delta-winglet dans un échangeur de chaleur à plaques et ailettes. Hajabdollahi et al. (2011a, 2011b) ont étudié l'optimisation thermo-économique de l'échangeur de chaleur à tubes et ailettes planes. Ils ont considéré le coût annuel total et l'efficacité de l'échangeur de chaleur comme des fonctions objectives et ont utilisé l'algorithme NSGA-II pour l'optimisation. Singh et al. (2011) ont

effectué une simulation CFD et une optimisation d'un échangeur à tubes et ailettes pour air à réfrigérant. Hsieh & Jang (2012) ont appliqué la méthode Taguchi pour l'étude paramétrique et l'optimisation des échangeurs de chaleur à tubes à ailettes et lamelles. Sur la base de leurs travaux, les auteurs ont conclu que le diamètre extérieur du collet d'aileron, le pas du tube transversal et le l'épaisseur d'ailette sont les principaux facteurs qui influencent de manière significative les performances thermo-hydrauliques de l'échangeur. Jang et al. (2013) ont réalisé l'optimisation de l'angle d'envergure et de l'emplacement des générateurs de vortex dans un échangeur de chaleur à tubes et ailettes en considérant une méthode simplifiée de gradient conjugué. Raja et al. (2017a, 2017b, 2017c) ont présenté un modèle thermique de l'échangeur de chaleur à ailettes et à tubes. Les auteurs ont effectué l'optimisation du modèle thermique pour un poids minimum et une géométrie de coût total minimum en adaptant l'algorithme de recherche de transfert de chaleur.

Dans ce chapitre, une analyse et optimisation de la conception des deux types d'échangeurs de chaleur étudiés, notamment un échangeur de chaleur sans ailettes et un autre avec ailettes à fentes, est réalisée dans l'objectif de réduire le coût relativement élevé de la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique utile et par conséquent améliorer l'efficacité du système de séchage solaire. Nous considérons dans notre optimisation le taux de transfert de chaleur et la perte de pression comme fonctions objectives.

II Échangeur de chaleur sans ailettes

Dans l'objectif de formuler des recommandations permettant l'optimisation de l'architecture de ce type d'échangeur de chaleur, nous avons étudié l'effet de la variation des différents paramètres géométriques sur les paramètres

thermiques de fonctionnement de l'échangeur (transfert de chaleur, perte de pression d'air, …).

Pour une température d'eau chaude constante, les paramètres présentés dans le Tableau 11 seront utilisés dans la suite des simulations afin d'estimer :

- La température d'air à la sortie (température de séchage)
- Flux de chaleur
- La perte de pression d'air
- La puissance électrique nécessaire pour que l'air traverse le faisceau de tubes

Tableau 11: Paramètres utilisés dans la simulation

Paramètres	Valeurs	Unités
Conductivité thermique d'eau	0.6	W/m.K
Coefficient de transfert de chaleur par convection	$h_{fluide} = \frac{4\, k_{fluide}}{r_0}$	W/m2.K
Conductivité thermique des tubes	10	W/m.K
Température ambiante de l'air T_i	15	°C
S_T & S_L	20.5 & 20.5 31.3 & 34.3	mm
Viscosité cinématique de l'air	14.82x10-6	m2/s
Conductivité thermique de l'air	0.0263	W/m.K
Densité de l'air	1.217	Kg/m3
Chaleur spécifique	1007	J/Kg.K
Nombre de tubes par rangé (N_T)	8	
Nombre total de tubes (N)	56	
Diamètre des tubes	0.0164	m
Vitesse d'air (V)	6	m/s

II.1 Impact de l'arrangement et compacité des tubes

II.1.1 Impact sur le transfert de chaleur

Afin d'étudier l'impact de l'arrangement et la compacité des tubes sur le transfert de chaleur, nous avons comparé les flux de chaleur générés par chaque configuration tout en utilisant les modèles Grimison, Zhukauskas and Khan décrits dans le chapitre II. Comme illustré sur la Figure 24, Q_g, Q_z, et Q_k sont les flux de chaleur calculés par les trois modèles, respectivement. Les indices « e » et « c » représentent, respectivement, les configurations espacée ($\mathcal{S}_T \times \mathcal{S}_L \geq 2 \times 2$) et compacte ($\mathcal{S}_T \times \mathcal{S}_L \leq 1.25 \times 1.25$).

D'après les trois modèles d'estimation considérés, la Figure 24 montre que la configuration compacte assure un meilleur transfert de chaleur que la configuration espacée. On peut également remarquer que selon les deux modèles de Grimison et Khan, la configuration en quinconce est plus efficace que celle alignée tandis que le modèle de Zhukauskas montre le contraire. Ceci est lié aux paramètres formulant ce dernier modèle où les deux pas adimensionnels $\frac{S_T}{D}$ et $\frac{S_L}{D}$ n'en font pas partie.

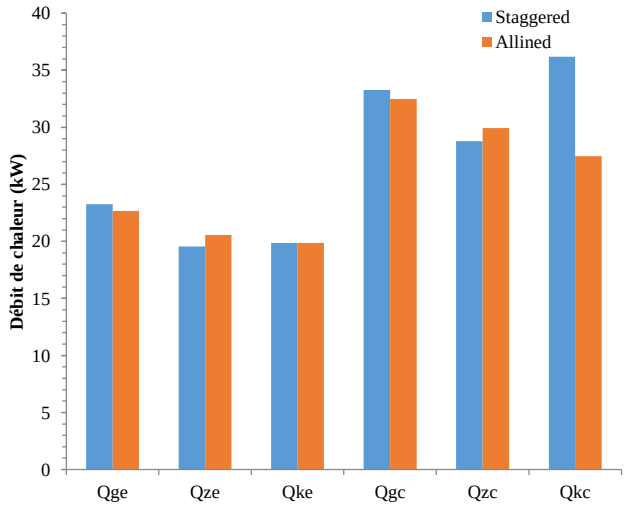


Figure 24: Comparaison du flux thermique pour les dispositions des rangées

II.1.2 Impact sur la perte de pression et la puissance requise

Dans un premier temps, nous comparons et évaluons les pertes de pression à travers les configurations alignées et en quinconces pour les deux configurations compacte ($\frac{S_T}{D} \times \frac{S_L}{D} \leq 1.25 \times 1.25$) et espacée $\left(\frac{S_T}{D} \times \frac{S_L}{D} \geq 2 \times 2\right)$.

Les deux Figure 25 et Figure 26 présentent les résultats de simulations, respectivement, pour une configuration compacte et une autre espacée toute en utilisant les trois modèles considérés.

Les indices "k", "z" et "j" sont, respectivement, liés aux modèles de Kays & London, Zhukauskas et Holman & Jacob.

Comme nous pouvons le constater sur les Figure 25 et Figure 26, la disposition en quinconce engendre plus de pertes de charge que celle alignée, quelle que soit la compacité des rangées. Cependant, nous avons montré au paragraphe précédent que la configuration compacte avec un arrangement en quinconce assure un meilleur transfert de chaleur par rapport à celui obtenu par une configuration espacée alignée. Ceci dit, un compromis doit, donc, être trouvé entre les deux configurations afin d'assurer un meilleur taux de transfert de chaleur à moindre perte de pression.

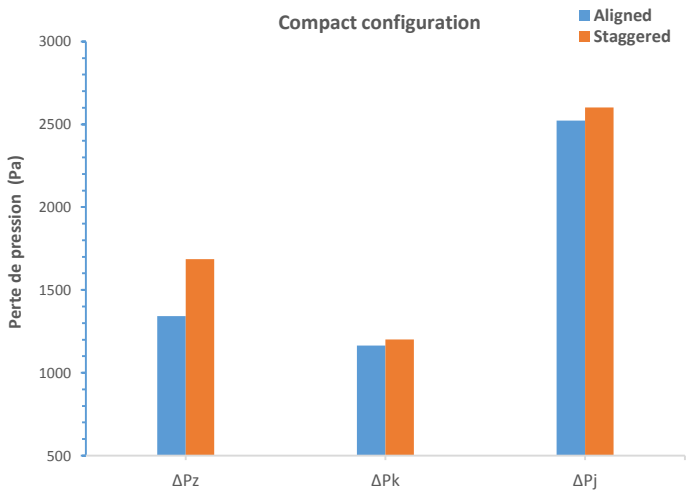


Figure 25: Influence de l'arrangement sur la perte de charge pour une configuration compacte

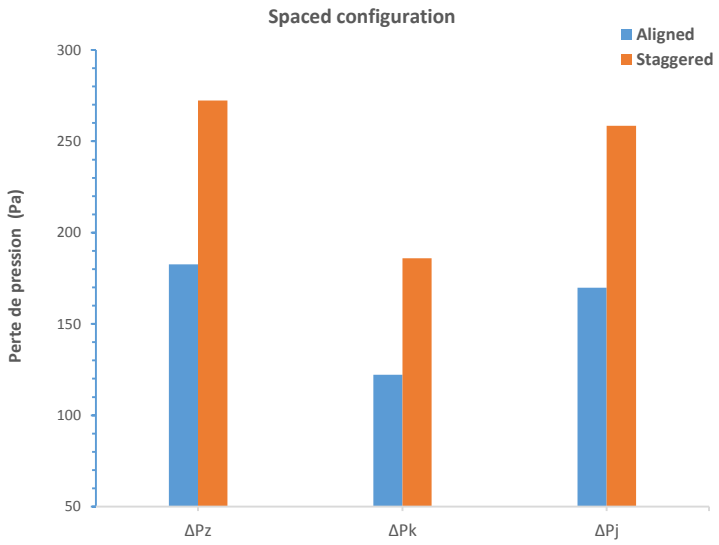


Figure 26: Influence de l'arrangement sur la chute de pression dans une configuration espacée

II.2 Impact de la variation du nombre de tubes

II.2.1 Impact sur le transfert de chaleur

Dans cette partie, on s'intéressera à l'étude de l'effet du nombre total de tubes (N), du nombre de rangés (N_L) ainsi que du nombre de tubes par rangés (N_T) sur le flux de chaleur et la température de sortie de l'air.

Afin de réduire le nombre et le temps de simulation et étant donné que les trois modèles considérés ont montré la même tendance lors de l'étude de l'effet de la compacité de l'échangeur, nous ne considérons dans la suite des simulations que le modèle de Khan du fait que, mise à part le fait qu'il est le plus récent des modèles, il :

- est basé sur une approche analytique faisant intervenir les pas adimensionnels (S_D, S_L et S_T), ce qui permet d'introduire la compacité de l'échangeur de chaleur (l'un des paramètres les plus importants) dans les calculs.

- Fournit les meilleurs résultats en rangées compactes échelonnées, qui est la structure la plus efficace de faisceau de tubes en termes de transfert de chaleur (Holman, 2010).

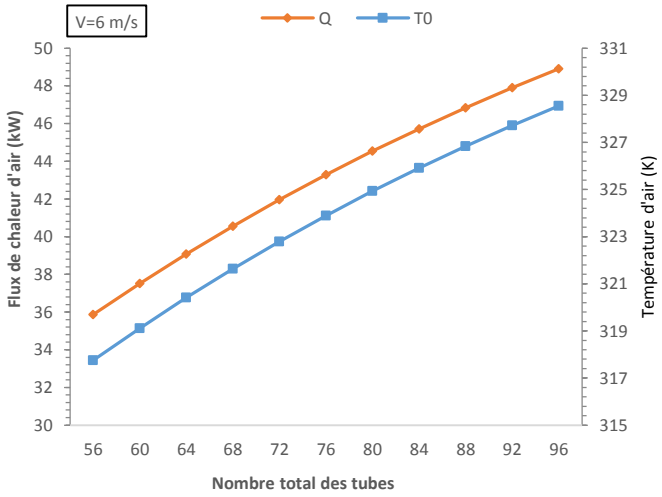


Figure 27: Flux de chaleur et variations de température avec le nombre total de tubes

Pour une température de surface des tubes d'environ 70 °C, un flux de transfert de chaleur radial de 1000 W, un débit d'air de 1,05 kg/s et une vitesse d'air de 6 m/s, les simulations illustrées dans la Figure 27 montrent que la température et le flux de chaleur de séchage sont proportionnels au nombre total de tubes.

Pour vérifier ce résultat, nous avons étudié les variations du flux de chaleur et la température de l'air de sortie en modifiant à la fois le nombre de rangées et le nombre de tubes par rangée.

La Figure 28 montre que le flux de chaleur et la température de l'air de sortie augmentent effectivement avec le nombre de rangées et que leur expansion devient asymptotique en se rapprochant de la température de la paroi des tubes (343 K). Par conséquent, nous pourrons déduire que, dans les

conditions de fonctionnement considérées, le nombre optimal de rangés est de 42.

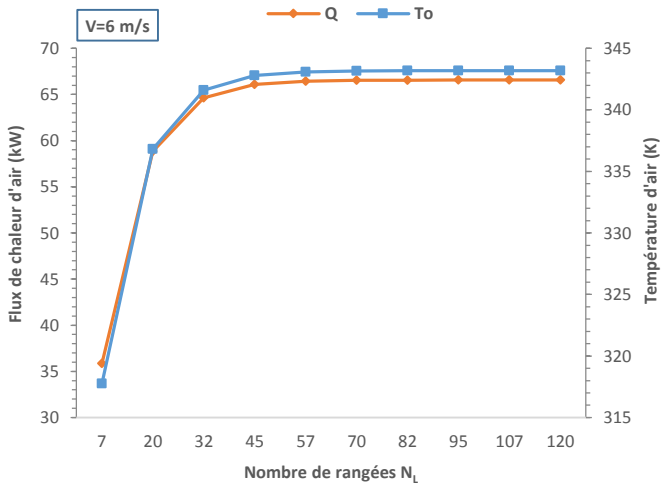


Figure 28: Variations du flux de chaleur et de la température de l'air avec le nombre de rangées

La Figure 29 montre les variations du flux de chaleur et de la température de l'air de sortie en fonction du nombre de tubes transversaux. On remarque que le flux de chaleur croit proportionnellement au nombre de tubes par rangée tandis que la température de sortie d'air reste invariable. Ce résultat peut être intéressant lors du design de ce type d'échangeurs et facilitera l'augmentation du débit d'air tout en gardant la même température de séchage.

A la lumière des résultats précédents, nous étions amenés à chercher la combinaison optimale du nombre total de tubes en termes de température et de flux de chaleur demandés. Cette combinaison peut être déduite de la Figure 30 où un échangeur de 56 tubes est considéré. D'après cette dernière figure, nous concluons qu'un échangeur de 7 rangées de tubes et 8 tubes par rangée (N_L = 7, N_T = 8) offre un gain de 5% du débit de chaleur d'air et une perte de seulement 1% de la température de sortie d'air, par rapport à un échangeur de 7 rangées de tubes et 8 tubes par rangée (N_L = 8, N_T = 7). Ceci montre

l'intérêt de ce type d'études paramétriques dans l'optimisation du design et l'amélioration des performances des échangeurs de chaleur.

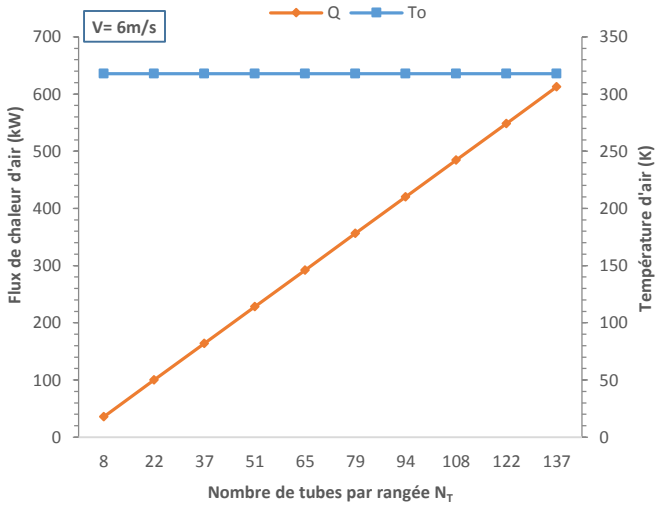


Figure 29: Flux de chaleur et variations de température avec le nombre de tubes par rangée

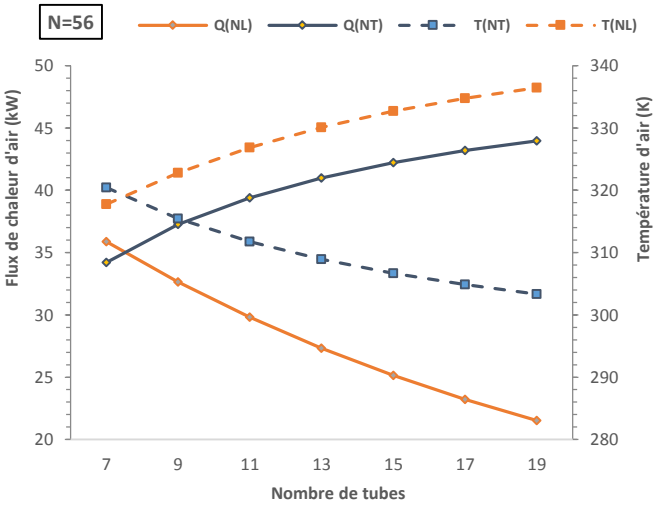


Figure 30: Flux de chaleur et variations de température avec le nombre de tubes par rangée et le nombre de rangées

II.2.2 Impact sur la perte de pression et la puissance requise

Dans cette section, on s'intéressera à l'investigation de l'effet de la variation du nombre de tubes sur la perte de pression et la puissance transmise requise.

Pour cela, nous avons considérés les trois modèles de Zhukauskas, Holman & Jacob and Keys & London.

Les résultats obtenus sont illustrés aux Figure 31 et Figure 32. On remarque que la perte de charge et la puissance transmise requise sont proportionnelles au nombre de tubes.

Nous pouvons également voir que pour le même nombre total de tubes, nous devons fournir plus de puissance pour assurer le mouvement d'air à travers l'échangeur lorsque des tubes sont ajoutés à chaque rangée que lorsque des rangées complètes sont ajoutées. Par exemple, pour N = 76 et N_L = 7, la puissance transmise requise est de 1,15 kW, tandis que 0,85 kW est suffisante pour un faisceau de N = 76 et N_T = 8.

Notons que, dans la corrélation de Zhukauskas, la chute de pression dépend uniquement du nombre de tubes longitudinaux $(\Delta p_z = f(N_L))$, alors qu'elle dépend uniquement du nombre de tubes transversaux dans le modèle de Holman & Jacob $(\Delta p_j = f(N_T))$.

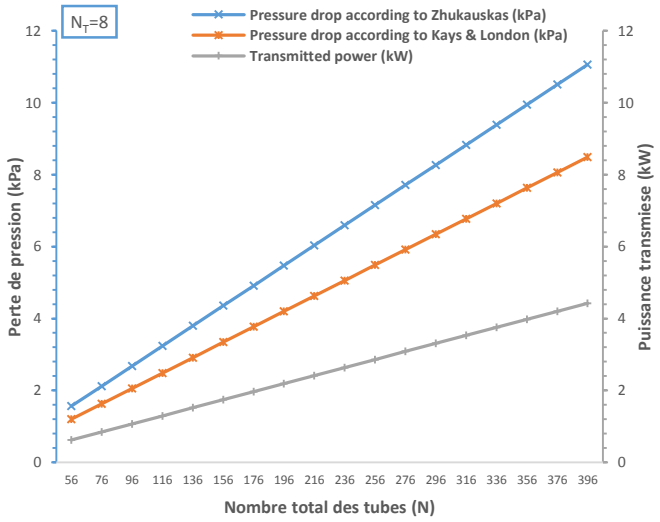


Figure 31: Chute de pression et variations de la puissance transmise en fonction du nombre de rangées (N_T constant)

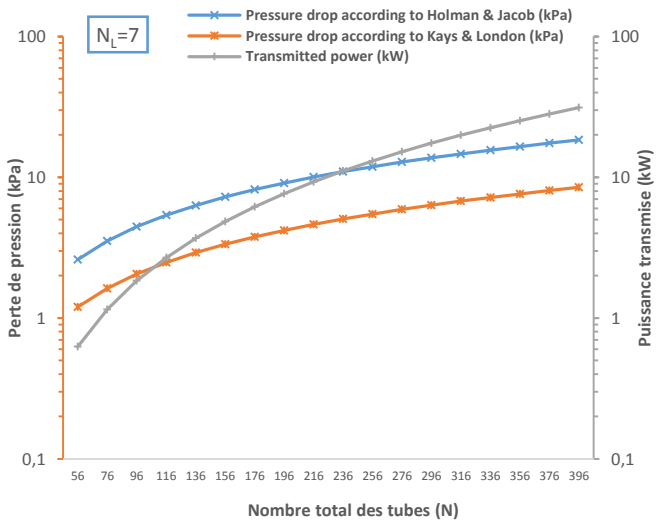


Figure 32: Chute de pression et variations de la puissance transmise avec le nombre de tubes par rangée (N_L constant)

II.3 Impact de la variation du diamètre des tubes

Dans l'objectif de garder le même type de structure de l'échangeur de chaleur étudié, la variation du diamètre des tubes doit être dans l'interval [1cm, S_T].

II.3.1 Impact sur le transfert de chaleur

Afin d'étudier l'effet de la variation du diametre sur le flux de chaleur et la température de sortie de l'air, nous avons varié le diamètre des tubes entre D=1cm et S_T (D < S_T).

D'après la Figure 33, on peut voir que le flux de chaleur transféré et la température de sortie de l'air sont proportionnels au diamètre des tubes. Ce

résultat semble évident, vu que l'augmentation de la surface d'échange via l'augmentation du diamètre favorise les transferts de chaleur.

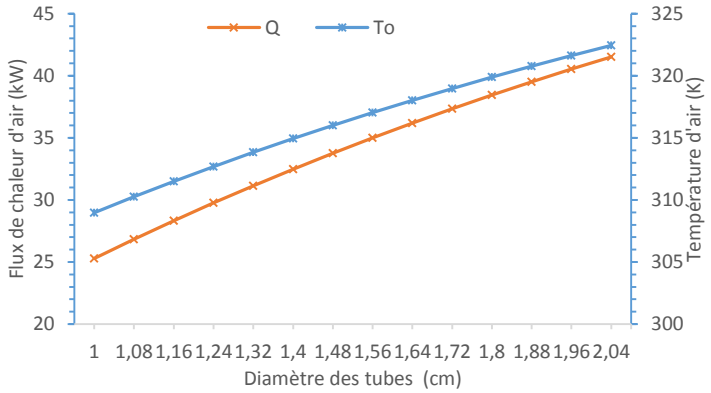


Figure 33: Variations du Flux de chaleur et de la température de sortie de l'air avec le diamètre

II.3.2 Impact sur la perte de pression et la puissance transmise requise

Nous procédons à la variation du diamètre des tubes dans le même intervalle que le paragraphe précédent afin d'étudier l'impact sur la pression et la puissance requise.

La Figure 34 montre que la perte de charge et la puissance requise transmise à l'air sont proportionnelles au diamètre des tubes jusqu'à ce que le pas transversal adimensionnel devienne beaucoup plus petit que la condition de compacité ($S_T/D << 1,25$), en particulier lorsque le diamètre est environ 99% du pas transversal. La différence de pression entre la première et la dernière rangée et la puissance requise transmise deviennent, alors, plus importantes.

Ceci montre qu'il serait nécessaire de maintenir la valeur de la condition de compacité dans certaines moyennes afin de réduire les pertes.

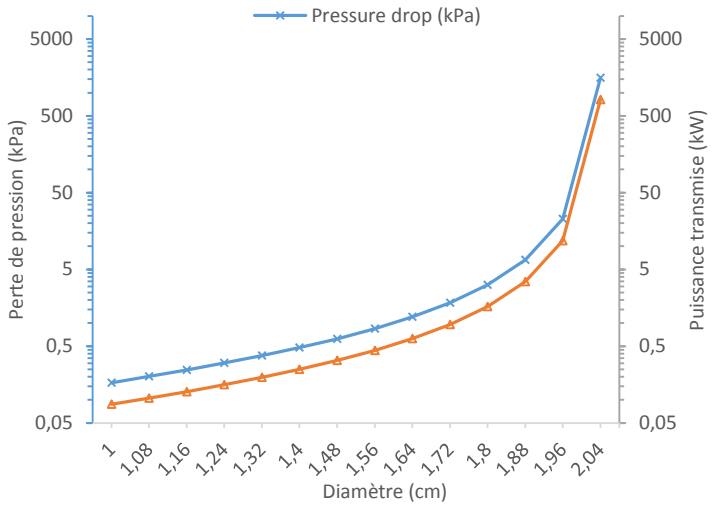


Figure 34: Chute de pression et variations de la puissance transmise en fonction du diamètre du tube

II.4 Impact de la variation du pas transversal

Nous investiguons, dans cette partie, l'impact de la variation du pas transversal (S_T), entre 2 cm et 6 cm, sur le flux de chaleur, la température de l'air de sortie, la chute de pression de l'air à travers le faisceau de tubes ainsi que la puissance transmise nécessaire.

II.4.1 Impact sur le transfert de chaleur

La Figure 35 représente les variations du flux de chaleur et de la température de sortie de l'air avec le pas transversal. Nous remarquons que le flux de chaleur est proportionnel au pas transversal tandis que la température de sortie de l'air est inversement proportionnelle. Il faut également noter que les deux paramètres étudiés ont des taux de variations égaux. D'après les deux courbes, nous pourrons déduire que, dans ces conditions de fonctionnement, le pas transversal optimal correspond à S_T= 3.2 cm.

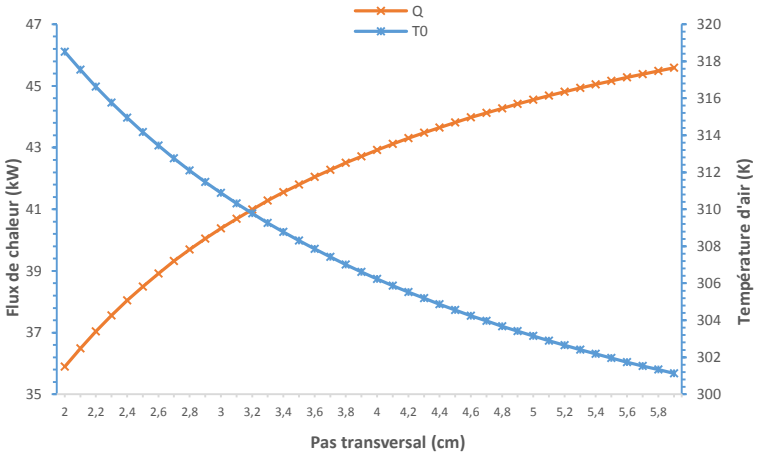


Figure 35: Variations du flux de chaleur et de la température de sortie de l'air avec le pas transversal

II.4.2 Impact sur la perte de pression et la puissance requise transmise

La Figure 36 montre que l'augmentation du pas transversal a un impact direct sur la réduction de la perte de charge et la puissance requise transmise à l'air lorsque S_T/D est proche de la condition de compacité. Par exemple : la chute de pression diminue d'environ 1300 Pa lorsque le pas transversal S_T passe de 2 à 3 cm, tandis qu'elle diminue de 56 Pa lorsque S_T varie de 3 à 6 cm. Ainsi, nous pourrons déduire que le pas transversal optimal est 3,2 cm, ce qui confirme le résultat obtenu à partir de la Figure 35.

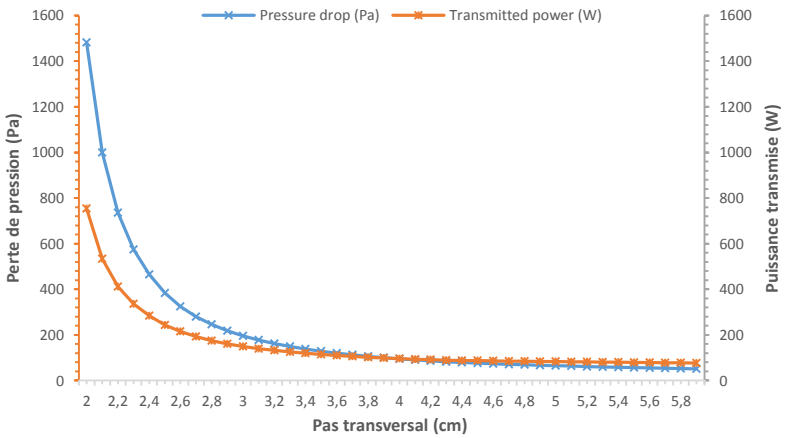


Figure 36: Chute de pression et variations de la puissance transmise avec le pas transversal

II.5 Impact de la variation de la vitesse d'air

II.5.1 Impact sur le transfert de chaleur

Dans cette partie, nous étudions les variations de la température de l'air de sortie et du flux thermique en fonction de la vitesse de l'air.

La Figure 37 illustre une intensification du débit de chaleur et une diminution de la température de l'air avec l'augmentation de sa vitesse.

Il est également évident qu'après une certaine limite, les deux courbes s'approchent des valeurs asymptotiques du flux de chaleur et de la température de l'air.

Ce résultat nous permet de conclure que la vitesse du ventilateur est un élément important du contrôle des performances des échangeurs de chaleur.

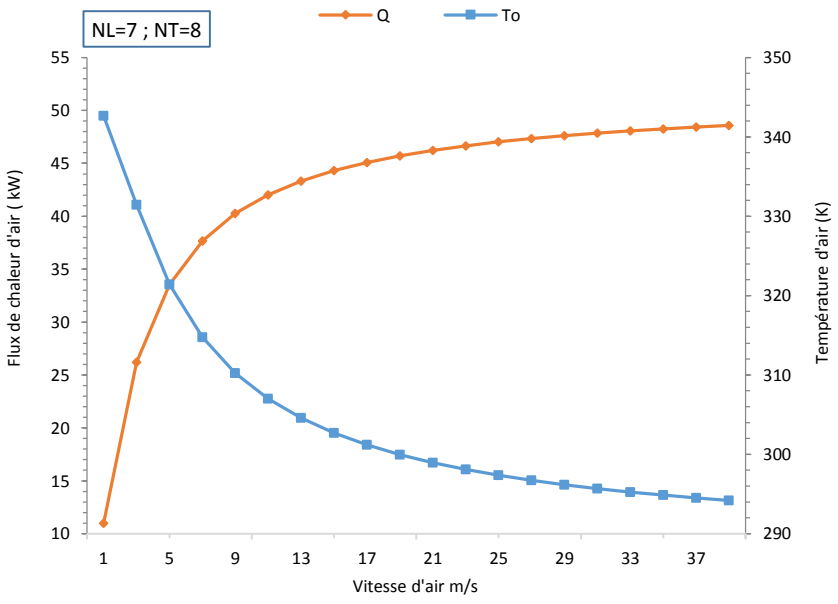


Figure 37: Flux de chaleur et variations de la température avec la vitesse de l'air

II.5.2 Impact sur la perte de pression et la puissance transmise requise

Finalement, nous étudions l'influence de la variation de la vitesse de l'air sur la chute de pression à travers le faisceau de tubes ainsi que sur la puissance requise transmise.

La Figure 38 montre que ces deux paramètres augmentent considérablement avec l'augmentation de la vitesse d'injection de l'air. Ceci affecte considérablement le transfert de chaleur requis, qui est proportionnellement lié à la vitesse de l'air, comme indiqué dans le paragraphe précédent.

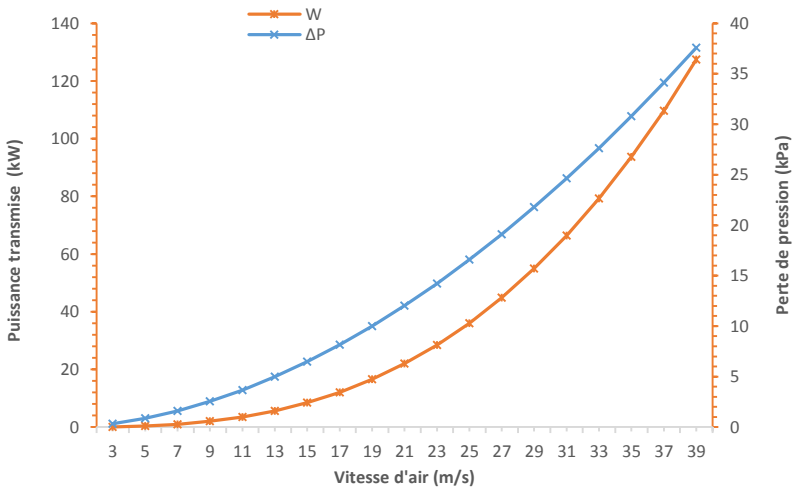


Figure 38: Chute de pression et variations de la puissance transmise en fonction de la vitesse de l'air

III Échangeur de chaleur avec ailettes

L'optimisation actuelle vise à définir les paramètres géométriques optimaux afin d'améliorer les performances thermiques et aérodynamiques de ce type d'échangeurs de chaleur. Afin d'atteindre une température de séchage des briques d'argile comprise entre 373,15 K et 383,15 K, nous considérons dans

cette optimisation un volume de transfert de chaleur constant de 0,05 m^3 ainsi que des débits d'air et d'eau respectivement de 0,171 kg/s et 1 kg/s.

Nous résumons les paramètres de base considérés dans la suite des simulations dans le Tableau 10.

L'investigation est effectuée en variant simultanément les différents paramètres géométriques (D, S_T, S_L, F_S, δ) pour un volume d'échangeur de chaleur constant de 0,05 m^3.

Dans l'objectif d'explorer les effets des paramètres géométriques sur la performance globale de l'échangeur thermique, le critère d'évaluation de la performance (P_{EC}) est pris en considération (voir équation (61)). En effet, plus le critère P_{EC} est élevée, plus la performance globale de l'échangeur thermique est meilleure.

D'après les équations (59)(60) et (61), on peut remarquer que le critère d'évaluation de la performance est maximal lorsque $S_T/D = S_L/D = 1$. Ainsi, cinq configurations géométriques, les plus disponibles dans le marché, sont comparées à la configuration de base afin d'évaluer la température de sortie de l'air atteinte.

Les configurations considérées sont illustrées dans le Tableau 12 avec le nombre correspondant de tubes par rangée. Il faut noter qu'afin de maintenir un volume de transfert de chaleur constant, le nombre de tubes augmente lorsque le diamètre, le pas transversal et le pas longitudinal sont réduits.

L'estimation des températures de sortie de l'air ainsi que du critère d'évaluation des performances (P_{EC}) à partir des différentes configurations est illustrée dans la Figure 39 pour une épaisseur d'ailette constante de δ=0,3mm et un espacement entre les ailettes de F_S=3,2mm. Nous remarquons que le critère d'évaluation de la performance est maximal lorsque les paramètres

géométriques considérés sont de l'ordre de 35mm. Cependant, la température de sortie d'air est maximale lorsque les paramètres sont de l'ordre de 18mm. De plus, l'utilisation de la configuration de base (Tableau 10) se caractérise par un critère d'évaluation de performance et une température de sortie de l'air les plus bas, mais qui peuvent être améliorés en utilisant l'une des deux configurations précédentes.

Les performances de l'échangeur thermique sont améliorées d'environ 111,73% où la température de sortie d'air augmente de 3,71% lorsque la configuration $D=S_T=S_L=35$ mm est considérée, tandis que les performances sont améliorées de 53,24%, entraînant une augmentation de la température de sortie de l'air de 9,85% lorsque la configuration considérée est $D = S_T = S_L=18$mm.

Comme il est illustré dans la Figure 40, malgré que la configuration $D=S_T=S_L=18$mm assure un taux d'amélioration de la température de sortie d'air plus élevé que $D=S_T=S_L=35$ mm, le critère d'évaluation de la performance obtenu par cette dernière configuration reste plus élevé en raison de la perte de pression élevée dans la configuration $D=S_T=S_L=18$mm.

L'estimation de la puissance requise transmise à l'air pour surmonter la chute de pression dans les différentes configurations est illustrée dans la Figure 40. On remarque que pour la configuration $D=S_T=S_L=35$mm, une puissance de 0,91W doit être transmise pour obtenir 3,71% d'amélioration de la température de sortie de l'air; tandis qu'une puissance supplémentaire de 0,35W entraîne une amélioration de la température d'environ 9,85% via la configuration $D=S_T=S_L=18$mm. Par conséquent, on peut conclure des résultats des Figure 39 Figure 40 que, selon le critère d'évaluation des performances et la température de sortie de l'air, la configuration optimale est $D=S_T=S_L=18$mm.

Un autre facteur qui a encouragé ce choix est le taux de diminution décroissant de la température de sortie de l'air suite à l'augmentation de la vitesse de l'air par rapport à la configuration $D=S_T=S_L=35mm$. En effet, ce dernier résultat peut être déduit de l'étude de l'impact de la variation de la vitesse de l'air sur la température de sortie de l'air ainsi que la puissance transmise à l'air requise pour surmonter la chute de pression comme illustré dans la Figure 41. On peut remarquer que, sur la base des paramètres géométriques de la configuration $D=S_T=S_L=35$ mm, la température de sortie de l'air est réduite d'environ 66,9%, tandis que pour l'échangeur caractérisé par $D=S_T=S_L=18mm$, la température de sortie de l'air ne diminue que de 26,3% (si le ventilateur fournit à l'air une puissance supplémentaire maximale de 36,8 W).

L'étape suivante consiste à optimiser l'espacement et l'épaisseur des ailettes en fonction de la température de sortie de l'air pour un faisceau de tubes optimal caractérisé par $D=S_T=S_L=18mm$. Pour un volume de transfert de chaleur constant, la température de sortie de l'air a été calculée pour un espacement entre ailettes $F_S=2$ à 3,4 mm, entraînant la diminution de l'épaisseur des ailettes pour un nombre constant d'ailettes qui reste à sa valeur initiale. Comme le montre la Figure 42, la température de sortie de l'air est maximale pour un espacement entre les ailettes de 2,9 mm et une épaisseur de 0,6mm.

Tableau 12: Nombre de tubes par rangée pour chaque configuration

Configuration	Nombre de tubes par rangée
$D=25mm\ S_T=S_L=35mm$	6
$D=S_T=S_L=35$ mm	6
$D=S_T=S_L=25$ mm	8
$D=S_T=S_L=22$ mm	9
$D=S_T=S_L=20$ mm	10
$D=S_T=S_L=18$ mm	11

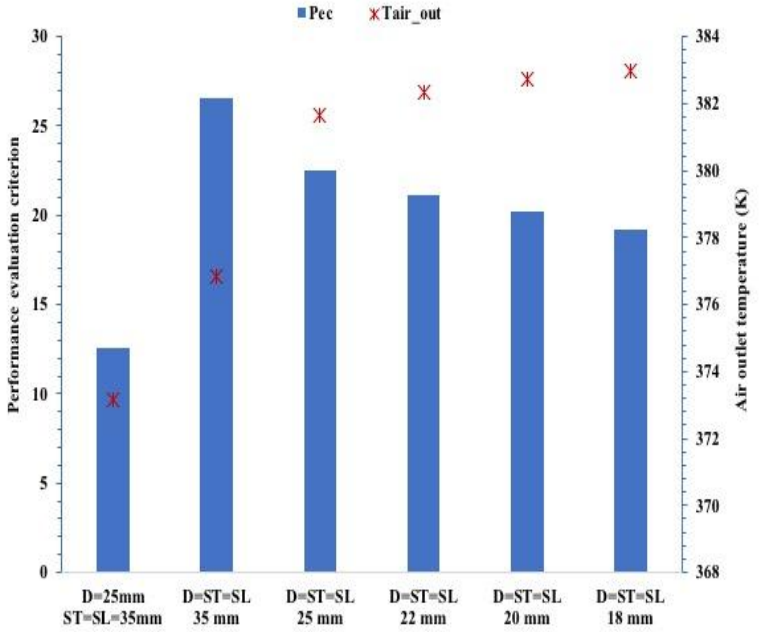


Figure 39: Comparaison du critère d'évaluation des performances (PEC) et de la température de sortie de l'air pour différentes configurations

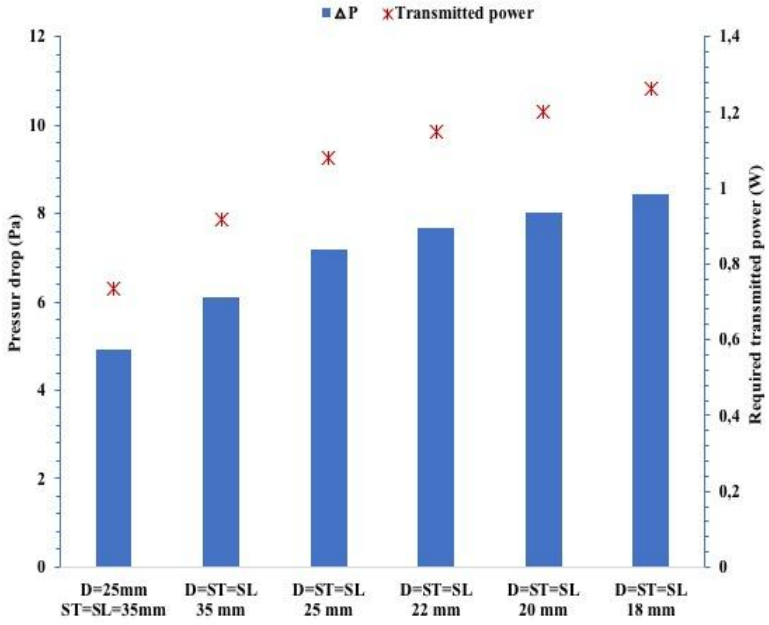


Figure 40 : Comparaison de la perte de charge et de la puissance transmise requise pour différentes configurations

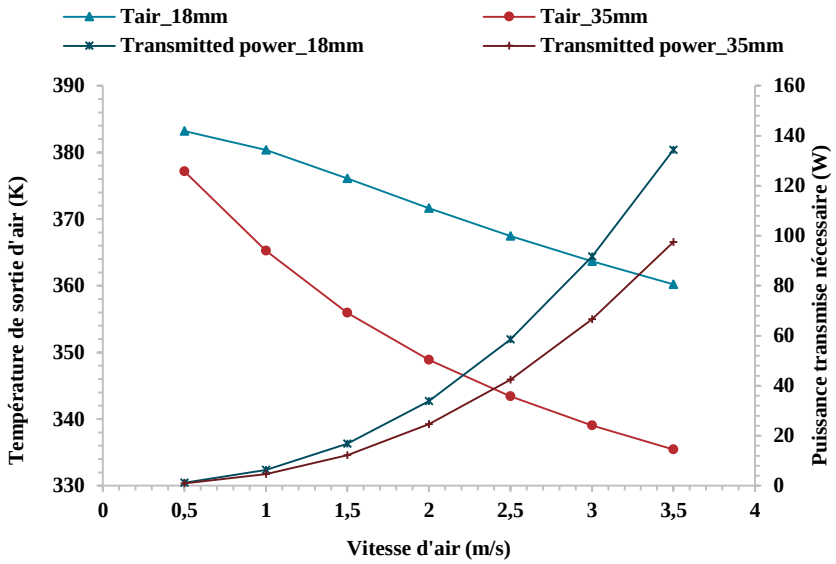


Figure 41: Influence de la variation de la vitesse de l'air sur la puissance requise transmise et la température de sortie de l'air pour les configurations de 18 mm et 35 mm

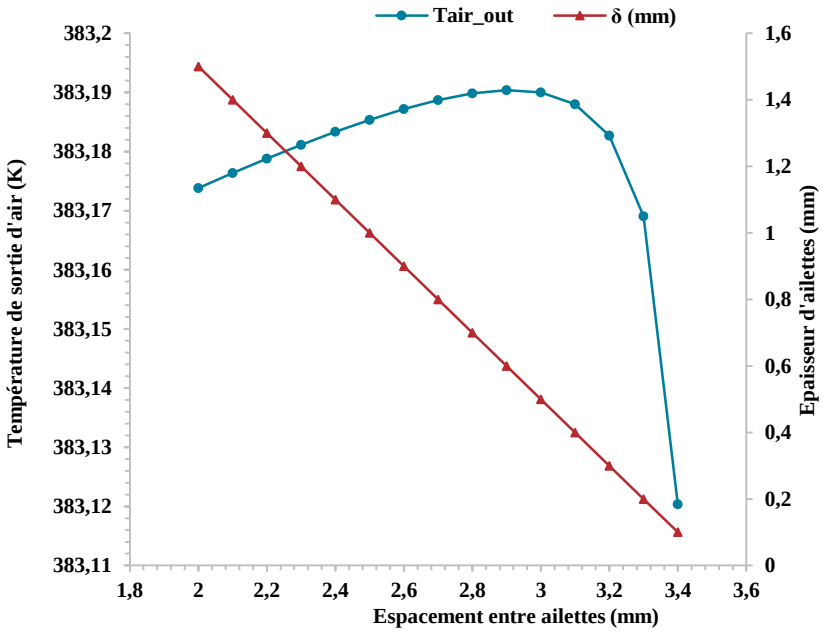


Figure 42 : Variation de la température de sortie de l'air et de l'épaisseur des ailettes avec l'espacement des ailettes

Finalement, nous pourrons conclure que la configuration optimale de l'échangeur de chaleur considéré pour un volume de transfert de chaleur constant est caractérisée par un diamètre de tube, un pas transversal et un

pas longitudinal tous égales à 18 mm, un espacement entre ailettes de 2,9 mm, une épaisseur d'ailette de 0,6 mm et 11 tubes par rangée.

III.1 Performances thermiques annuelles du système de séchage solaire

Afin de montrer l'intérêt de l'optimisation des paramètres géométriques de l'échangeur, nous explorons dans cette partie l'effet de l'amélioration des performances thermique et aérodynamique de l'échangeur de chaleur avec ailettes considéré sur les performances annuelles d'un système de séchage solaire des briques d'argile.

Sous les conditions climatiques de la ville de Fès et en utilisant l'environnement de simulation thermique dynamique (TRNSYS), les performances thermiques d'un système de séchage solaire, utilisant deux configurations d'échangeur de chaleur à savoir la configuration optimale obtenue et la configuration de base, ont été évaluées via la simulation et la comparaison des températures de sortie de l'air (température de séchage).

Le schéma de simulation thermique est présenté dans la Figure 43, où sont représentés les différents composants du système de séchage solaire. En effet, le type 71 est utilisé pour la modélisation des capteurs solaires à tubes sous vide d'une surface de 10 m^2, tandis que le type 4c simule un réservoir de stockage d'eau chaude de 200 litres. Le système de régulation thermique est assuré par le type 2b qui commande la pompe à eau (type 3d) pour démarrer la circulation d'un débit d'eau (0,5 kg/s) lorsque la différence de température entre le le haut et le bas du réservoir de stockage est supérieure à la température de la bande morte supérieure et arrêter la circulation quand il est inférieur à la température de la bande morte inférieure. De plus, la modélisation de l'échangeur de chaleur est réalisée via un code Matlab couplé comme un programme externe à TRNSYS. Les variations horaires des

différentes températures au cours d'une année, telles que la température d'entrée d'eau venant du réservoir d'accumulation dans l'échangeur de chaleur ainsi que les températures de sortie d'air fournies par les configurations optimale et de base sont illustrées dans la Figure 44. Cette dernière figure montre que la température de sortie de l'air fournie par la configuration optimale est en moyenne de 16% supérieure que celle fournie par la configuration de base ce qui montre l'importance de l'optimisation de la conception des échangeurs dans l'amélioration des performances thermiques de ce type de systèmes de séchage solaire.

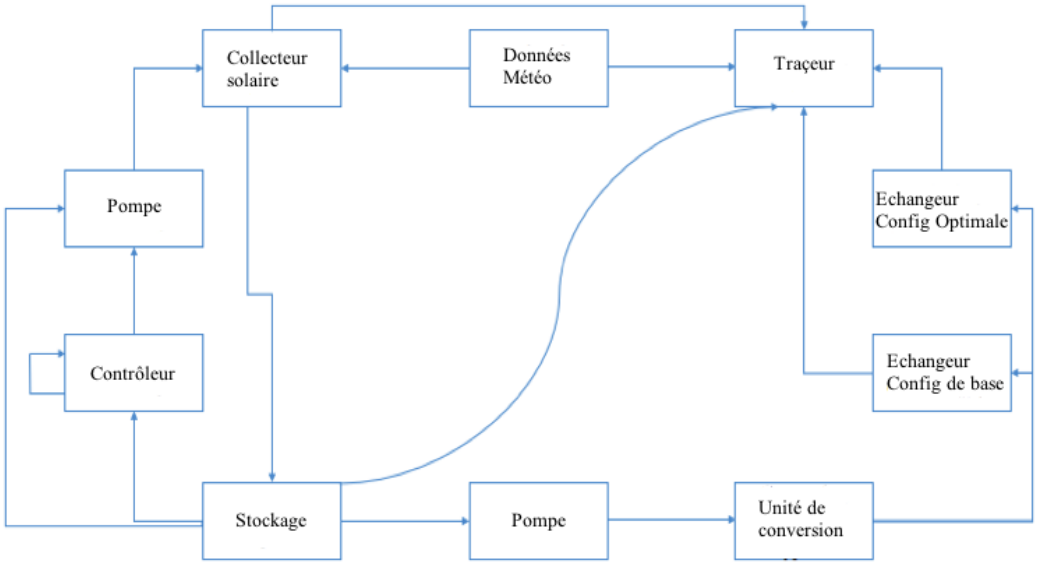


Figure 43 : Diagramme TRNSYS relatif au système de séchage solaire

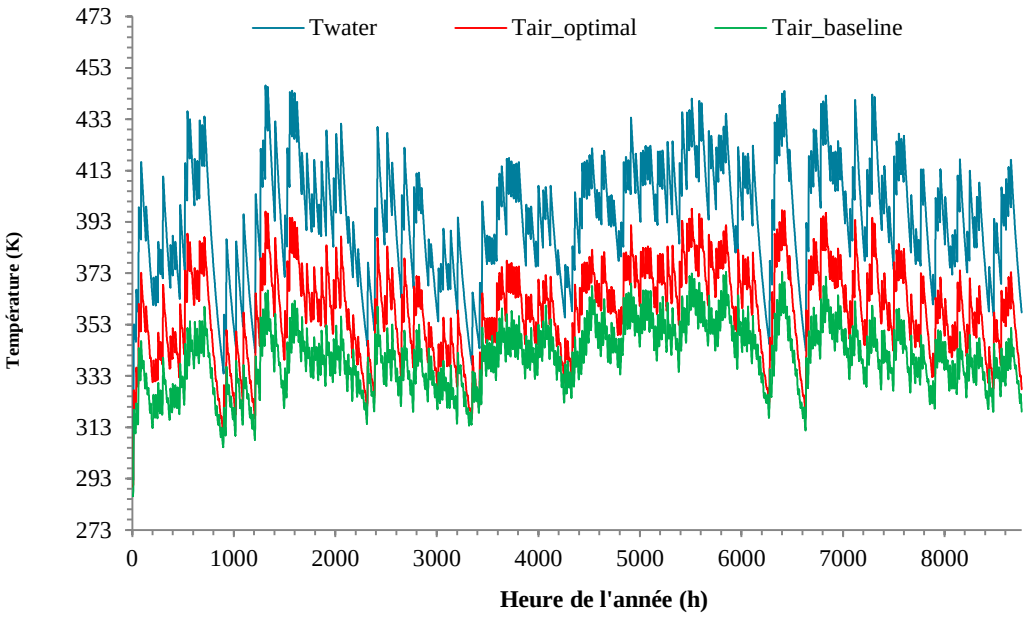


Figure 44: Performance thermique annuelle du système de séchage solaire

IV Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons montré dans la première étude paramétrique relative à l'échangeur de chaleur à tubes sans ailettes que ses performances thermiques et aérodynamiques sont sensibles aux différents paramètres géométriques à savoir sa compacité (pas longitudinal et transversal), l'arrangement de ses tubes (aligné ou en quinconce) ainsi que le diamètre de ses tubes. En effet, l'utilisation d'un échangeur compact dans lequel les tubes sont décalés avec un diamètre relativement large pourrait assurer un meilleur transfert de chaleur. Néanmoins, cette même configuration conduit à une chute de pression d'air significative, ce qui nous confronte à un dilemme entre la réduction de la perte de charge et l'amélioration du transfert de chaleur. Afin de surmonter ce problème, il est nécessaire de procéder à une optimisation des performances de l'échangeur de chaleur en fonction du domaine d'application.

Ce dernier résultat nous a amené à chercher la configuration d'échangeur de chaleur la plus optimale pour le processus de séchage des briques d'argile. Après avoir exploré et compris le comportement thermique d'un échangeur à tubes, nous avons décidé de mener cette optimisation pour un échangeur à tubes et ailettes à fentes étant plus efficace en termes de transfert de chaleur suite l'augmentation de la surface d'échange en ajoutant des ailettes.

Cette étude paramétrique s'est basée sur la maximisation de l'indice d'évaluation des performances de l'échangeur évaluant à la fois les deux fonctions objectives considérées (perte de charge et transfert de chaleur). Il a été montré que la configuration optimale offre un indice d'évaluation des performances de 19,29 ce qui représente une amélioration de 53,21% par rapport à celui obtenu par la configuration de base qui ne dépasse pas les 12,53.

Lors de l'évaluation des performances du système de séchage entier, la simulation dynamique des performances thermiques annuelles du séchoir solaire industriel étudié a montrée que l'utilisation d'un échangeur de chaleur dont la configuration est optimale mène à l'augmentation de la température de sortie d'air de plus de 16% et contribue par conséquent aux économies d'énergie en améliorant l'efficacité de l'ensemble du système.

Après avoir maximisé les performances de l'échangeur de chaleur, nous allons nous focaliser dans les chapitres suivants sur l'optimisation des autres composants et paramètres de fonctionnement du système de production de la chaleur solaire considéré notamment le type de capteurs, la surface du champ solaire, l'inclinaison des capteurs, le débit du fluide caloporteur circulant dans la boucle solaire ainsi que le volume de stockage. À travers cette optimisation nous allons étudier la faisabilité d'intégration des systèmes solaires de production d'air chaud dans le secteur industriel et en particulier le processus de séchage des matériaux de construction à base d'argile.

Chapitre IV : Intégration des systèmes solaires thermiques dans le secteur industriel

I Introduction

Le séchage des solides est l'un des procédés les plus énergivores dans différentes industries telles que le phosphate, la production de ciment, la transformation du lait, le traitement des eaux usées, les textiles, ainsi que la production de briques et de tuiles en terre cuite. Par définition, les milieux poreux, tels que les briques et les tuiles d'argile, sont des matériaux dotés d'une matrice et d'un espace vide dans lequel tout fluide doit traverser un réseau très complexe de pores et de capillaires pour atteindre la surface externe et puis l'intérieur du milieu poreux (Yataganbaba & Kurtbaş, 2016).

Le séchage est une étape essentielle dans l'industrie des matériaux en terre cuite et en particulier les tuiles d'argile en raison des propriétés et des caractéristiques inadaptées de l'argile brute pour produire la qualité du matériau requise. Lorsque l'argile broyée est mélangée à de l'eau, sa plasticité lui permet d'être façonnée selon les besoins. Huit opérations principales sont menées dans le processus de fabrication des matériaux argileux, cela comprend l'exploitation minière, le stockage, la réduction de la taille, le tamisage, la découpe, le revêtement ou le vitrage, le séchage, la cuisson et le refroidissement. Après l'étape de revêtement, les tuiles contiennent entre 7% et 30% d'eau, selon la méthode de formage. Les tuiles doivent être séchées à une température comprise entre 40 °C et 200 °C pendant une durée de 8h à 48h selon le taux d'humidité et la méthode de formage (Yataganbaba & Kurtbaş, 2016).

En raison de cette complexité, il est toujours nécessaire de disposer de valeurs précises des paramètres du processus de séchage des matières premières, tels que le retrait linéaire et le coefficient de diffusion, afin d'estimer le transfert de chaleur et le transport d'humidité dans les milieux poreux. Plusieurs chercheurs initialement intéressés par les processus de diffusion ont étudié le séchage des briques et des tuiles en terre cuite. Efremov & Kudra,

(2004) ont présenté une équation quasi-stationnaire modifiée pour la cinétique de séchage afin d'estimer le coefficient de diffusion effectif et d'explorer sa variation en fonction du temps de séchage. Zanden & Aghaei, (2009) ont proposé une méthode de détermination du coefficient de diffusion de l'eau dans des briques basée sur une simple technique de rupture en masse (van der Zanden & de Wit, 2012; Zanden & Aghaei, 2009). Ensuite, ils ont suggéré une procédure de mesure du coefficient de diffusion basée sur une méthode de mesure de la masse d'une brique de séchage aux deux extrémités extérieures. Vasić et al. ont déterminé le coefficient de diffusion effectif de différentes dalles en argile à l'aide de méthodes de calcul mathématique (Vasić et al., 2014). Les déformations et la qualité finale du produit sont étroitement liées aux conditions externes et internes du séchage. En effet, si le transfert de chaleur et de masse n'est pas effectué dans les conditions appropriées, telles que la température, le débit, et l'humidité de l'air, les caractéristiques du sol et le type de moulage, le matériel séché peut être gravement endommagé.

Comme indiqué précédemment, le mix énergétique dans les processus industriels, y compris la fabrication de briques et de tuiles, est dominé par l'utilisation de combustibles fossiles qui doivent être préservés, par le biais d'une réduction de la consommation, afin de garantir leur disponibilité pour les générations futures et de réduire les émissions de gaz à effet de serre. Cet objectif peut être atteint en améliorant l'efficacité énergétique des différents procédés et équipements industriels et en remplaçant les sources d'énergie conventionnelles par des énergies renouvelables. En fait, afin d'accroître l'efficacité énergétique, différentes idées en phase de séchage et en particulier dans la conception des séchoirs industriels sont en constante évolution. L’approche la plus efficace pour améliorer les conditions de séchage consiste généralement à combiner différentes techniques, telles que le séchage par convection améliorée à travers le séchage par micro-ondes ou infrarouge,

ainsi que le séchage par intermittence qui repose sur des changements périodiques des conditions de séchage qui peut être assuré par différentes sources d'énergies intermittentes notamment l'énergie solaire (Kowalski & Pawłowski, 2011).

L'énergie solaire est l'une des sources d'énergie alternatives prometteuses pour la production d'électricité et encore plus de chaleur dans les différents secteurs en raison du rendement élevé de la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique par rapport à la production d'électricité.

Le séchage à l'air libre au soleil est l'une des méthodes les plus anciennes utilisées pour le processus de séchage de matières argileuses brutes où l'ensoleillement est utilisé comme source d'énergie thermique. Une surface pavée en pierre utilisée pour le séchage des cultures a été découverte en France et est considérée comme l'une des plus anciennes installations de séchage (8 000 ans av. J.-C.) (Prakash & Kumar, 2017).

À l'échelle industrielle, plusieurs chercheurs ont montré que les systèmes de séchage solaire présentaient de nombreux avantages, principalement grâce aux coûts d'exploitation plus bas par rapport aux systèmes de séchage à base des ressources fossiles. Ils assurent également une température de séchage plus élevée et une humidité relative plus basse, entraînant des taux de séchage plus élevés et des teneurs en humidité finale, des produits séchés, plus basses (Bala et al., 2003; Hossain & Bala, 2007; Karathanos & Belessiotis, 1997). Différentes configurations des systèmes de séchage solaire ont été développées et utilisées dans de nombreuses industries, en particulier pour les produits alimentaires. Le rayonnement solaire peut être utilisé soit comme source thermique unique, ou bien comme source de chaleur auxiliaire. La génération de flux d'air peut également être assurée par convection naturelle ou convection forcée. Le produit peut être séché par l'air chaud dans

une chambre thermique ou par son exposition directe au rayonnement solaire ou par une combinaison des deux méthodes (Prakash & Kumar, 2017).

Nous examinerons dans ce chapitre la faisabilité d'intégration d'un système solaire thermique dans le processus de séchage des tuiles d'argile. Dans un premier temps, nous commençons par la modélisation et l'évaluation des performances thermiques d'un pico système de séchage des tuiles d'argile sous les conditions climatiques de la ville de Fès. Les différents éléments de ce système sont analysés pour maximiser la production de chaleur lors de la semaine la moins ensoleillée de l'année. Cette optimisation est effectuée dans un environnement de simulation thermique dynamique (TRNSYS.v17) couplé à deux modèles externes sous Matlab pour l'estimation des transferts de chaleur de l'eau vers l'air et de la teneur en eau dans les tuiles d'argile à tout instant du processus de séchage. Une fois ce prototype de séchoir solaire est étudié, nous utilisons les principaux résultats obtenus pour procéder à l'optimisation technico-économique d'un séchoir solaire industriel. Cette optimisation est basée sur la maximisation de l'économie annuelle du coût de cycle de vie du séchoir solaire étudié.

II Modélisation d'un système de séchage solaire des tuiles d'argiles

Un système de séchage solaire, comprenant des capteurs solaires à tube sous vide, un ballon de stockage, un échangeur de chaleur ainsi que le matériau à sécher, est modélisé et simulé à travers le logiciel TRNSYS. Dans la suite, le modèle mathématique considéré est décrit pour tous les composants du système de séchage solaire considéré.

II.1 Modélisation des composants du système

II.1.1 Modélisation du capteur solaire sous-vide

L'énergie totale reçue par le collecteur du système solaire est modélisé en se basant sur l'équation de Hottel-Whillier (Duffie & Beckman, 2013):

$$Q_u = F_R S_c I_T (\tau\alpha)_n - F_R S_c U_L (T_i - T_a) - F_R S_c U_{L/T} (T_i - T_a)^2 \quad (66)$$

Avec

$$F_R = \frac{\dot{m} C_p}{S_c U_l}\left[1 - exp\left(-\frac{S_c U_L F'}{\dot{m} C_p}\right)\right] \quad (67)$$

L'équation (67) est obtenue en considérant une dépendance linéaire entre le coefficient de pertes thermiques U_L et le gradient de température $(T_i - T_a)$.

La transmittance-absorbance $\tau\alpha$ est définie par l'équation suivante :

$$\frac{(\tau\alpha)}{(\tau\alpha)_n} = \frac{I_{bT}\frac{(\tau\alpha)_b}{(\tau\alpha)_n} + I_d\left(\frac{1+cos\beta}{2}\right)\frac{(\tau\alpha)_d}{(\tau\alpha)_n} + \rho_g I\left(\frac{1+cos\beta}{2}\right)\frac{(\tau\alpha)_g}{(\tau\alpha)_n}}{I_T} \quad (68)$$

Le facteur d'efficacité du collecteur est défini par :

$$F' = \frac{R_{Absorber-Ambiance}}{R_{Fluid-Ambiance}} \quad (69)$$

L'efficacité du collecteur est définie comme étant le ratio de l'énergie totale reçue par les tubes et l'énergie totale transmise au fluide caloporteur (HTF) :

$$\eta = \frac{Q_u}{S I_T} \quad (70)$$

II.1.2 Modélisation du ballon de stockage

La modélisation des performances thermiques d'un ballon de stockage de chaleur sensible est effectuée en supposant que le réservoir de stockage de fluide stratifié se compose de N segments de volumes égaux entièrement mélangés. La valeur N définit le degré de stratification. Lorsque le réservoir de stockage est modélisé comme étant un réservoir entièrement mélangé et qu'aucun effet de stratification n'est possible alors N est égal à 1. Le bilan énergétique du i^{ième} segment du réservoir est décrit comme suit (Klein et al., 1976) :

$$M_i C_{pf} \frac{\Delta T_i}{\Delta t} = \alpha_i \dot{m}_h C_{pf}\left(T_h - T_{i_S}\right) + \beta_i \dot{m}_L C_{pf}\left(T_L - T_{i_s}\right) + UA_i\left(T_{env} - T_{i_S}\right) + \gamma_i C_{pf}\left(T_{i-1} - T_{i_S}\right) + \dot{Q}_i \quad (71)$$

où α_i, β_i et γ_i sont des fonctions de contrôle définies par :

$$\alpha_i = \begin{cases} 1 \;\; si \;\; i = S_h \\ 0 \;\; Sinon \end{cases} \quad (72)$$

$$\beta_i = \begin{cases} 1 \;\; si \;\; i = S_L \\ 0 \;\; Sinon \end{cases} \quad (73)$$

$$\gamma_i = \dot{m}_h \sum_{j=1}^{i-1} \alpha_j - \dot{m}_L \sum_{j=i+1}^{N} \beta_j \quad (74)$$

Les températures des N segments du réservoir sont déterminées par l'intégration de leurs dérivées de temps exprimées dans l'équation (71). À la

fin de chaque pas de temps, les inversions de température sont éliminées en mixant les nœuds adjacents appropriés.

II.1.3 Modélisation de l'échangeur de chaleur

Un échangeur de chaleur air-eau avec ailettes est utilisé dans ce système de séchage industriel. Cet échangeur assure le transfert de chaleur du fluide caloporteur (Eau chaude) vers l'air de séchage. Ce transfert de chaleur est décrit par le modèle mathématique présenté dans la section II.2 du Chapitre II.

II.1.4 Modélisation de la teneur en humidité des tuiles d'argiles

II.1.4.1 Description du modèle mathématique

L'estimation du taux d'humidité est effectuée sur la base du modèle de Crank obtenu à partir de la solution analytique de l'équation de diffusion différentielle de Fick pour une géométrie de plaques minces, comme c'est le cas pour les matériaux de tuiles d'argile. La teneur en humidité est décrite par l'équation adimensionnelle suivante (Crank & Crank, 1979) :

$$MR = \frac{X - X_{eq}}{X_0 - X_{eq}} = \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^2} \exp\left(-\frac{(2n+1)^2}{4} \pi^2 \frac{D_{eff} t}{l^2}\right) \quad (75)$$

Avec X, X_{eq} et X_0 représentent, la teneur en humidité locale, à l'équilibre et initiale (en kg d'humidité /kg d'argile sèche), D_{eff} est le coefficient de diffusion effectif (m^2/s), l est la demi-épaisseur de la plaque (m) et t est le temps de séchage.

Nous réorganisons l'équation (75) et introduisons un coefficient ε qui représente l'erreur relative négligeant les termes supérieurs à N. En ingénierie, si la valeur de ε est petite, elle peut être négligée dans les calculs et, par conséquent, le taux d'humidité peut être exprimé comme suit :

$$MR = \frac{8}{\pi^2}\sum_{n=0}^{N}\frac{1}{(2n+1)^2}\exp\left(-\frac{(2n+1)^2}{4}\pi^2\frac{D_{eff}t}{l^2}\right) \quad (76)$$

Pour des tuiles d'argiles brutes dont les dimensions sont 120 mm× 50 mm × 14 mm et une teneur en argile de 30,18% et formé sous un vide de 0,8 bar, Vasić et al. (2014) ont présenté les ensembles de mesures du retrait linéaire sous forme d'une relation mathématique permettant de déterminer la valeur exacte du retrait à tout moment du temps de séchage. Pour une expérience donnée où la vitesse de l'air est de 3 m/s, la température de l'air est de 70°C et l'humidité de l'air est de 80%, l'équation polynomiale est définie comme suit (Vasić et al., 2014):

$$l = -4e^{-15}t^5 + 2e^{-11}t^4 - 5e^{-8}t^3 + 5e^{-5}t^2 - 0.0241\,t + 0.0159 \quad (77)$$

Avec un paramètre statistique R^2 décrivant la précision de l'approximation de données polynomiales égal à 0,998.

Vasić et al. (2014) ont étudié la relation entre les paramètres de l'air de séchage (température, humidité et vitesse) et le coefficient de diffusion effectif afin de proposer un modèle mathématique basé sur les données expérimentales obtenues. Pour le matériau d'argile considéré et sous les conditions expérimentales prédéfinies, l'équation du modèle final du coefficient de diffusion effectif s'écrit (Vasić et al., 2014):

$$D_{eff} = \begin{pmatrix} b_0 + T.b_1 + v.b_2 + w.b_3 + T.v.b_4 \\ +T.w.b_{12} + v.w.b_{23} + w.v.T.b_{123} \end{pmatrix} * 10^{-10} \quad (78)$$

Où T est la température d'air de séchage, v est l'humidité d'air et w est la vitesse d'air.

Avec

b_0= 5.38750 b_1= -0.066750 b_2= -0.0349167 b_{23}= 0.0206250

b_3= -2.21083 b_4= 0.000835417 b_{12}= 0.0200833 b_{123}= -1.6875$*e^{-4}$

II.1.4.2 Validation Numérique

Le modèle mathématique considéré est comparé aux résultats expérimentaux obtenus par Vasić et al afin d'étudier la fiabilité de la simulation du code Matlab proposé. Les paramètres de base utilisés dans le présent calcul numérique sont ceux utilisés par Vasić et al. (2014) à savoir (vitesse de l'air de 3 m/s, température de l'air de 70°C et humidité de l'air de 80%). La Figure 45 montre que les résultats numériques correspondent aux données expérimentales, ce qui prouve la bonne fiabilité de la simulation actuelle et permet l'incorporation du code Matlab dans TRNSYS pour la simulation dynamique du système de séchage solaire.

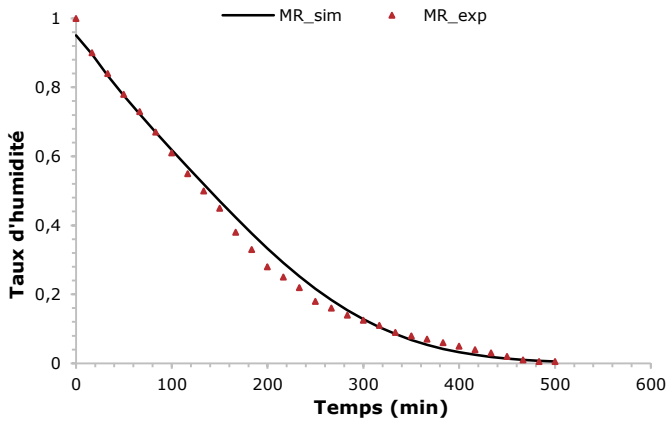


Figure 45 : Comparaison entre simulations et mesures expérimentales du taux d'humidité

II.1.5 Simulation dynamique

A travers un environnement de simulation dynamique TRNSYS, le comportement thermique du système de séchage solaire est modélisé selon des pas de 27 min. Le diagramme de simulation thermique du système de génération d'air chaud solaire considéré en plus du modèle du matériau à sécher est présenté dans la Figure 46. Le capteur solaire à tube sous vide est simulé par le type 538 de la bibliothèque TESS Solar tandis que le type 4c est

utilisé pour la modélisation du ballon de stockage d'eau chaude. En outre, le système de régulation thermique est assuré par le type 2b qui commande la pompe (type 3d) pour démarrer la circulation du fluide caloporteur lorsque la différence de température de sortie entre le réservoir de stockage thermique et les capteurs solaires est supérieure à la température supérieure de la bande morte et l'arrêter lorsqu'elle est inférieure à la température de la zone morte inférieure. La modélisation de l'échangeur de chaleur eau-air et de la matière première séchée est effectuée à l'aide de deux codes Matlab couplés sous forme de programmes externes à TRNSYS.

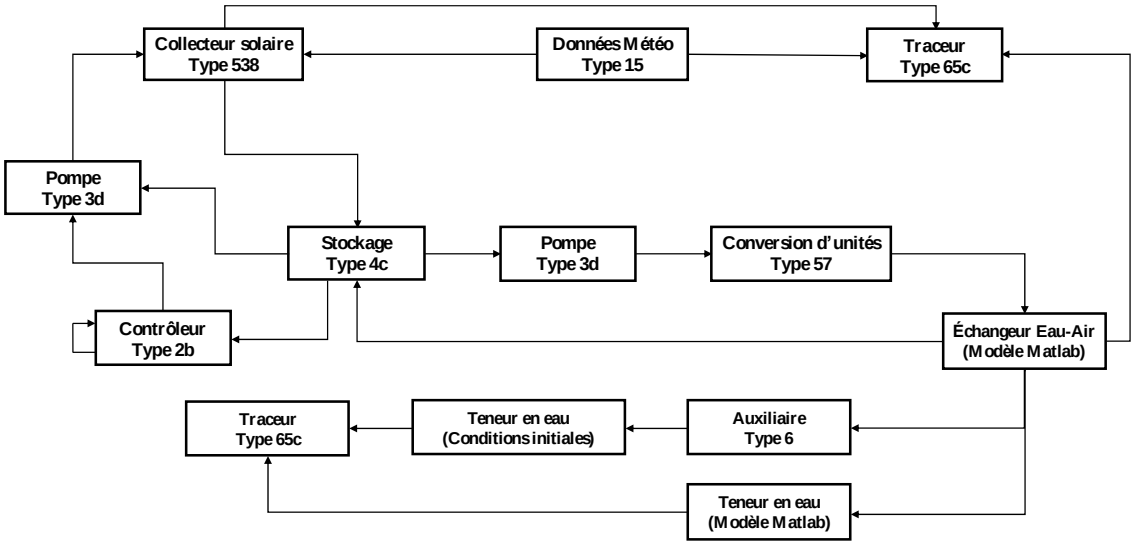


Figure 46: diagramme TRNSYS du système de séchage solaire

Le système étudié est considéré situé à la ville de Fès au Maroc (latitude 34°03 N, longitude 4°58' W, altitude 579 m). Selon la classification climatique de Köppen-Geiger, le climat de Fès est de type CSa (tempéré chaud, été chaud et sec) avec 3000 h/an de soleil (Kottek et al., 2006; MASEN, 2016). La région de Fès est dotée d'un fort ensoleillement avec une irradiation globale moyenne journalière pouvant atteindre 3,03 $kWh.m^{-2}$ $jours^{-1}$ en hiver et 6,92 $kWh.m^{-2}$ $jours^{-1}$ en été. La simulation du séchoir solaire est réalisée à l'aide de données météorologiques normalisées (TMY: Typical Meteorological Year) de Meteonorm. La Figure 47 représente la température mensuelle maximale de

l'air ambiant ainsi que l'irradiation solaire globale mensuelle sur un plan horizontal pour une année météorologique typique à Fès. Comme on peut le constater, Juillet est le mois le plus chaud à Fès avec une température ambiante maximale de 44,7°C et un rayonnement solaire global d'environ 245,52 kWh.m-2, tandis que janvier et décembre sont les mois les plus froids avec une température ambiante maximale de 20,3°C et 21,6°C respectivement. Les irradiations solaires globales horizontales moyennes mensuelles les plus faibles ont lieu en décembre et janvier avec respectivement 90,024 kWh/m^2 et 98,952 kWh/m^2. En revanche, les irradiations solaires globales horaires sur plan horizontale à la ville de Fès illustrées sur la Figure 48 montrent que le jour de l'année le moins ensoleillé est le 22 Novembre avec une irradiation moyenne de 2,7 kWh/m^2.

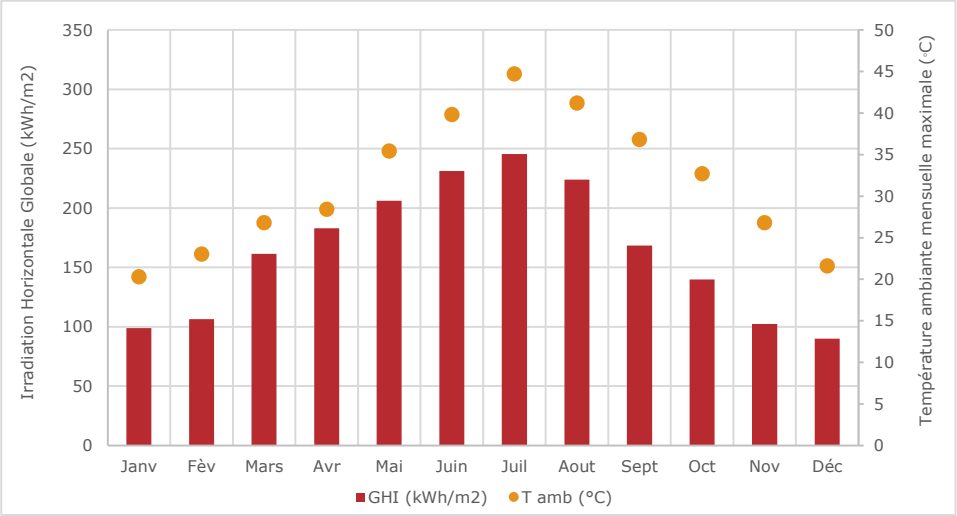


Figure 47: Irradiations globales moyennes et la température ambiante maximale mensuelles à Fès

Comme indiqué précédemment, l'irradiation solaire à Fès est intense, et par conséquent les valeurs optimales des paramètres considérés sont déduites des résultats de la semaine la moins ensoleillée, qui dure du 18 au 24 Novembre avec une irradiation solaire moyenne sur plan horizontal variant entre 2,7 kWh/m^2/jour et 3,8 kWh/m^2/jour. Pendant cette même période, la température minimale de l'air extérieur est de 7,6 °C, tandis que la température maximale est de 24,4 °C.

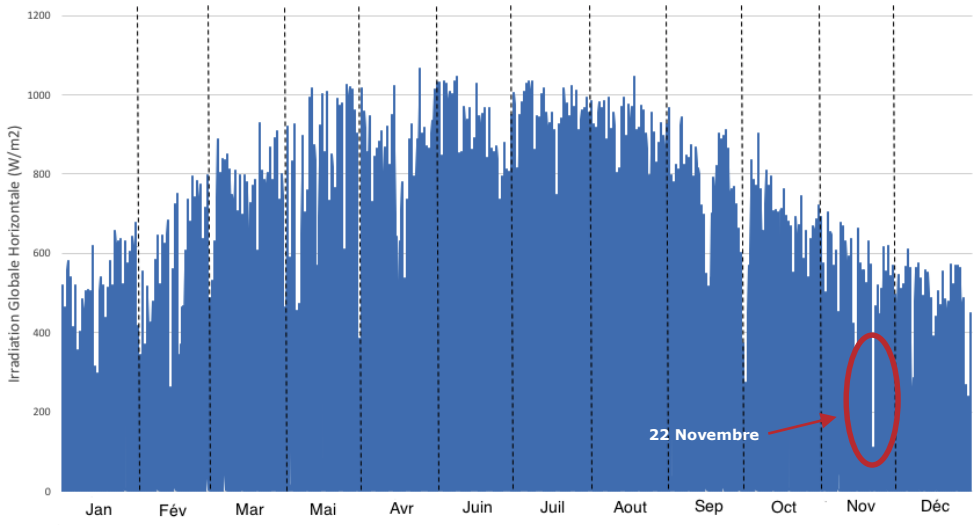


Figure 48: Irradiations Horizontales Globales Horaires à Fès

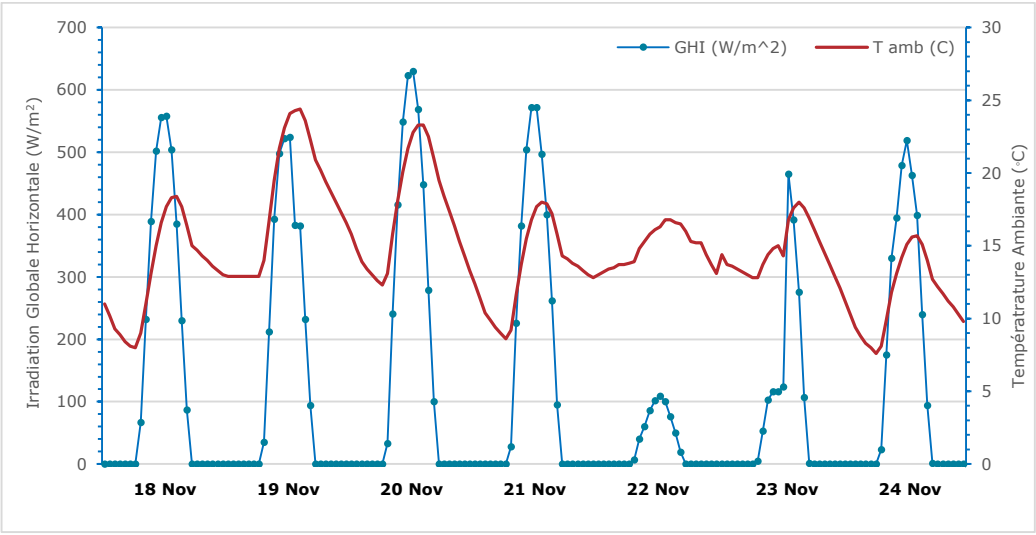


Figure 49 : Irradiation globale horizontale et la température ambiante durant la semaine la moins ensoleillée

L'irradiation solaire globale sur plan horizontale ainsi que la température ambiante durant la semaine la moins ensoleillée sont illustrées sur la Figure 49.

Afin de définir la période optimale de séchage nous comparons l'irradiation solaire moyenne pour un commencement de séchage à différentes heures de la journée et pendant un temps de séchage de 8 heures. Il faut noter que cette évaluation est faite lors du jour le moins ensoleillé de l'année typique

considérée. On voit clairement d'après la Figure 50 qu'une irradiation moyenne maximale d'environ 71 W/m^2/h peut être assurée si le séchage commence à 9h du matin.

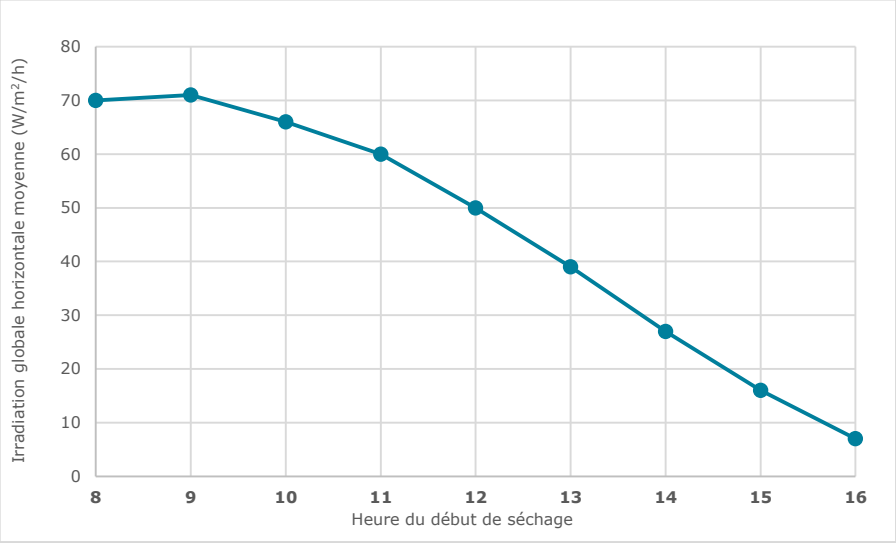


Figure 50 : Irradiation globale horizontale moyenne pour une période de 8 heures lors du jour le moins ensoleillé

II.2 Optimisation d'un pico système de séchage

Les différents composants d'un pico système de séchage sont optimisés dans cette partie. Ce prototype devrait être capable d'assurer la génération de 1,05 m^3/s d'air à une température de 70°C et une humidité de 80% dans l'objectif de réduire la teneur en humidité au sein des tuiles dont la teneur en argile est d'environ 30,18%.

II.2.1 Optimisation du collecteur solaire

Afin de définir la technologie appropriée du capteur solaire pour le processus de séchage des tuiles d'argile, les performances thermiques d'un capteur à tubes sous vide à haute pression et d'un capteur solaires plan sont évaluées et comparées pendant la semaine la moins ensoleillée de l'année. La Figure 51 montre les variations du rayonnement global de surface inclinée avec une pente de 34° correspondant à la latitude de Fès afin d'assurer l'équilibre saisonnier.

La température de sortie de l'eau du réservoir d'accumulation et la température de sortie d'air de l'échangeur thermique pour les deux types de capteurs sont également présentées sur la Figure 51. Ces résultats sont obtenus pour une surface totale de capteurs solaires de 6 m^2, d'un réservoir d'accumulation de 300 litres, une température initiale de l'eau dans le capteur solaire et le réservoir d'accumulation de 20°C. Le débit d'eau est égal à 0,05 kg/s dans la boucle de l'échangeur thermique et de 1 kg/s dans la boucle solaire où la circulation est assurée par une pompe à eau commandée par un régulateur différentiel avec une température de bande morte supérieure à 20°C et une température de bande morte inférieure à 10°C. Comme on peut le voir sur la Figure 51, les températures de sortie de l'eau les plus élevées pour le capteur sous vide et le capteur plan, sont, respectivement, 136°C et 61°C tandis que les températures de sortie de l'air les plus élevées sont respectivement 65°C et 37°C. En outre, la température moyenne de l'air à la sortie pour la période considérée est respectivement de 28,62°C et de 48,9°C pour le collecteur plan et le capteur à tubes sous vide respectivement. Afin de garantir une bonne qualité du produit avec un temps de séchage acceptable, la température de l'air recommandée dans le processus de séchage de ce type de tuiles d'argiles se situe entre 60°C et 70°C (Vasić et al., 2014). Par conséquent, et selon les résultats de la présente simulation, la technologie de conversion de l’énergie solaire la mieux adaptée à cette application industrielle est constituée de capteurs solaires à tubes sous vide haute pression.

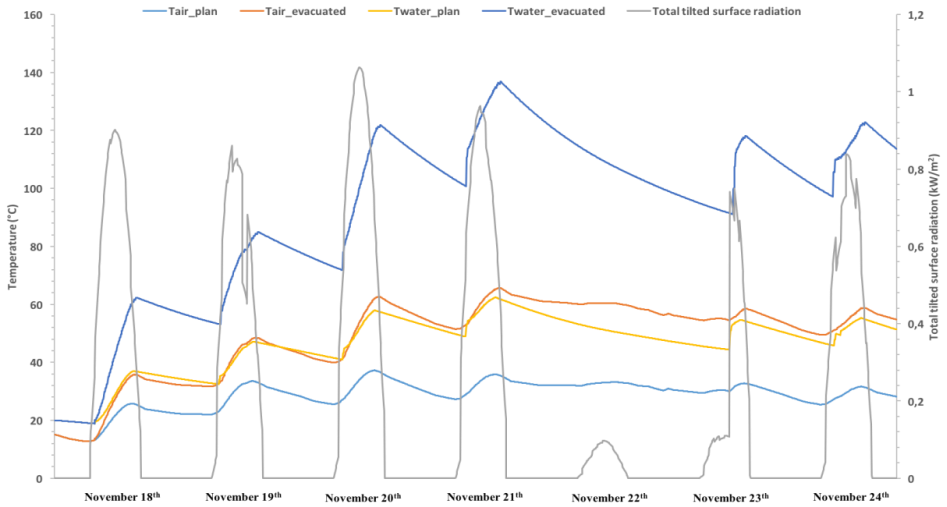


Figure 51 : Comparaison des performances thermiques d'un capteur plan et un collecteur à tube sous vide durant la semaine la moins ensoleillée

II.2.2 Optimisation de la surface du collecteur à tubes sous vide

La surface du capteur solaire sous vide sera optimisée en se basant sur la température de séchage fournie par le système de séchage sans faire recours à un système d'appoint afin d'identifier la surface permettant d'assurer les températures requises par le processus de séchage des tuiles d'argiles. Notons que la plage de température requise pas le processus de séchage des tuiles d'argile varie entre 60 °C et 70 °C selon le taux d'humidité dans le matériau argileux. Cette optimisation repose sur l'évaluation de la température d'air chaud généré par un séchoir solaire pour des surfaces de 8 m^2, 6 m^2 et 4 m^2 au cours de la semaine la moins ensoleillée de l'année. En effet, la Figure 52 montre la température de l'air chaud fournie par des surfaces de capteurs solaire de 8 m^2, 6 m^2 et 4 m^2 au cours de la semaine la moins ensoleillée. L'analyse des résultats montre que la température d'air atteint, lors du jour le plus ensoleillé de la semaine (20 Novembre), des valeurs maximales de 75 °C, 64 °C et 55 °C, et des valeur minimales de 68°C, 58 °C et 47 °C, respectivement, à partir des surfaces de 8 m^2, 6 m^2 et 4 m^2. En outre, nous remarquons que la surface de 8 m^2 offre une température supérieure à la

température requise par le procédé de séchage même lors du jour le moins ensoleillé du 22 Novembre, tandis que la surface de 4 m^2 offre une température inférieure. Par conséquent, nous pourrons déduire qu'une surface de 6 m^2 de capteur à tubes sous vide est la surface optimale pour le séchage du matériau objet de cette étude.

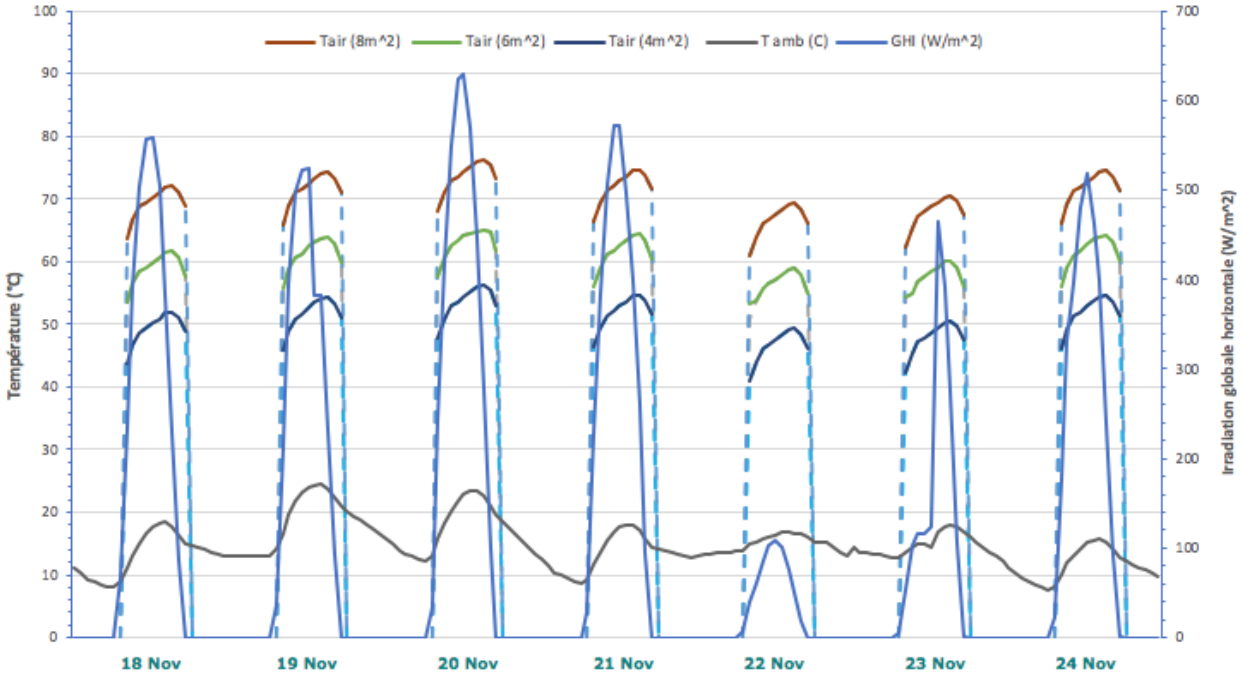


Figure 52 : Variation de la température de séchage pour différentes surfaces durant la semaine la moins ensoleillée

II.2.3 Optimisation du système de stockage

Généralement, le réservoir de stockage thermique est utilisé pour garantir le processus de séchage après le coucher du soleil ou par temps nuageux, en plus de surmonter les importantes variations de température tout au long du temps de séchage.

Afin d'optimiser la capacité du réservoir de stockage thermique, différents volumes d'accumulation ont été comparés. La Figure 53 illustre la variation de la teneur en humidité au sein des tuiles d'argiles au cours de la journée la moins ensoleillée. Comme on peut le constater, un volume de réservoir d'eau

à haute pression de 200 litres est capable d'atteindre le taux d'humidité minimal d'environ 0,052 après 8 heures de séchage, tandis que les volumes de 300 litres et 100 litres permettent d'atteint une teneur d'eau de 0,092 et 0,142 respectivement. Par conséquent, nous pourrons conclure que la capacité optimale du réservoir de stockage thermique pour la présente application est de 200 litres.

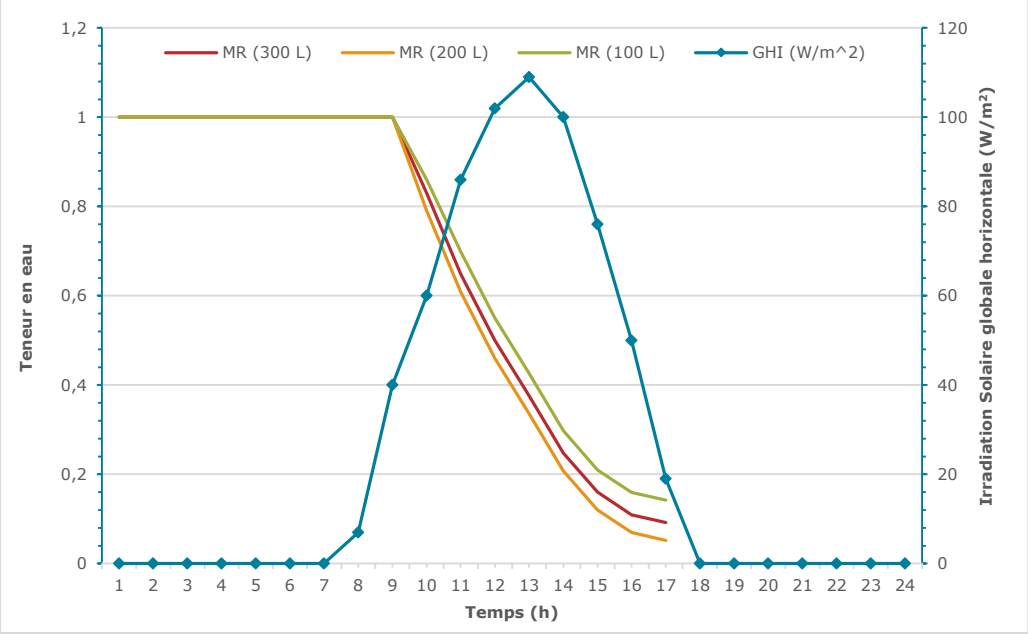


Figure 53 : Variation de la teneur en eau du matériau argileux pour différents volume de stockage

Dans l'objectif d'atteindre une teneur en eau d'environ zéro au sein des tuiles d'argiles étudiées même lors du jour le moins ensoleillé, nous évaluons la puissance requise du système d'appoint qui doit être capable de stabiliser la température de l'air à 70 °C et par conséquent, satisfaire les conditions de séchage du type de matériau considéré (i.e. 70°C, 80% et 3 m/s). Nous considérons ici un séchoir solaire dont les paramètres sont optimaux avec une surface de capteur à tubes sous vide est de 6 m^2 et un réservoir de stockage est de 200 litres. La Figure 54 montre la variation du taux d'humidité au sein des tuiles d'argile ainsi que la puissance nécessaire pour assurer un séchage dans les conditions optimales de température et d'humidité. On peut observer

qu'avec le support d'un système d'appoint de 6 kW, le système de séchage objet de cette étude est capable de porter le taux d'humidité au sein des tuiles d'argiles jusqu'à 0,005.

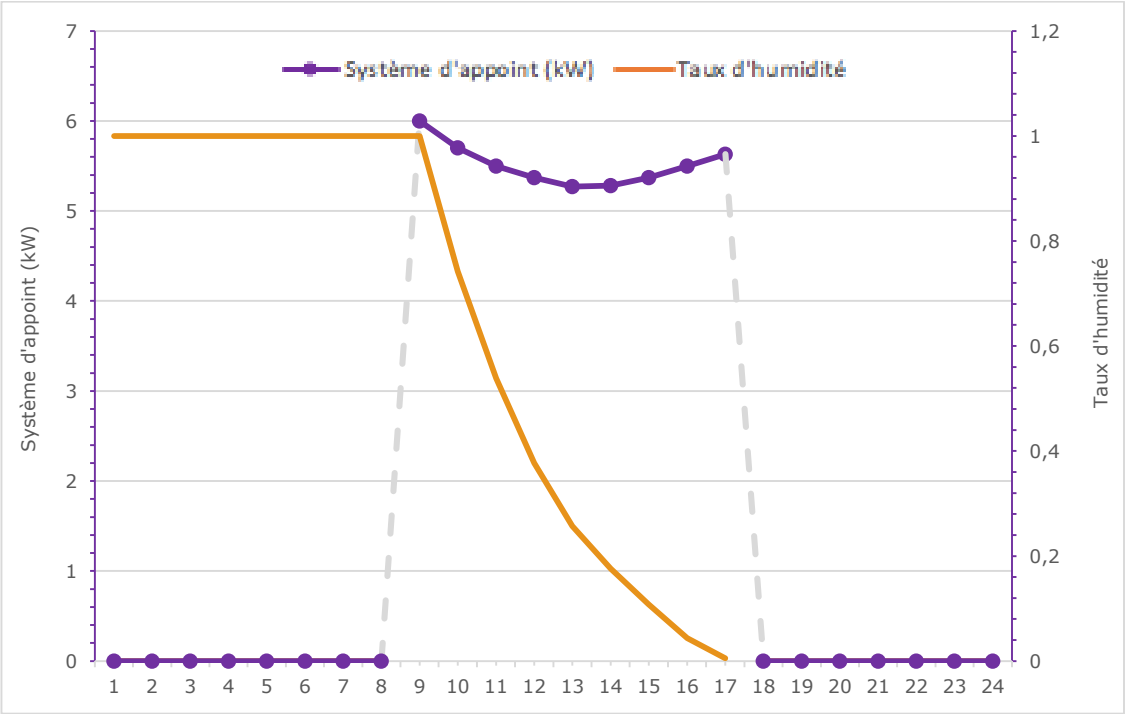


Figure 54 : Variation du taux d'humidité et la puissance du système d'appoint requise

Finalement, nous pourrons conclure que la configuration optimale du système de séchage étudié comprend des capteurs à tubes sous vide d'une surface de 6 m² inclinée de 34° en plus d'un réservoir de stockage de 200 litres et un système d'appoint de 6 kW. Dans une durée de 8 heure, ce système assurera le séchage des tuiles d'argile dont la teneur en argile est d'environ 30,18%.

III Optimisation d'un système industriel de séchage des tuiles d'argiles

III.1 Conditions de fonctionnement

Dans cette partie, le même système solaire étudié dans la section précédente est considéré. Nous rappelons que ce système comporte un capteur solaire à tubes sous vide, un ballon de stockage, un échangeur de chaleur eau-air ainsi qu'une chaudière d'appoint au fuel.

Le débit d'air quotidien nécessaire, les températures requises, le nombre d'heures de travail et de jours de fonctionnement sont résumés dans le Tableau 13. Le volume d'air, la température de séchage ainsi que l'humidité d'air nécessaire pour le séchage des tuiles d'argiles ont été déterminé en fonction des caractéristiques présenté dans la section précédente.

Le profil de charge est quasi-stationnaire tout au long de l'année vue que la quantité de produits à fabriquer est supposée constante. La Figure 55 illustre le profil de demande d'air chaud pendant toute une journée.

Tableau 13: Conditions de fonctionnement du système de séchage

Paramètres	Valeurs
Débit d'air minimal	400 m^3/h
Débit d'eau dans la boucle d'échangeur eau-air	5,4 m^3/h
Température d'air de séchage	70 °C
Humidité d'air	80 %
Nombre d'heures de séchage	8
Nombre de jour de séchage	6 jours/Semaine

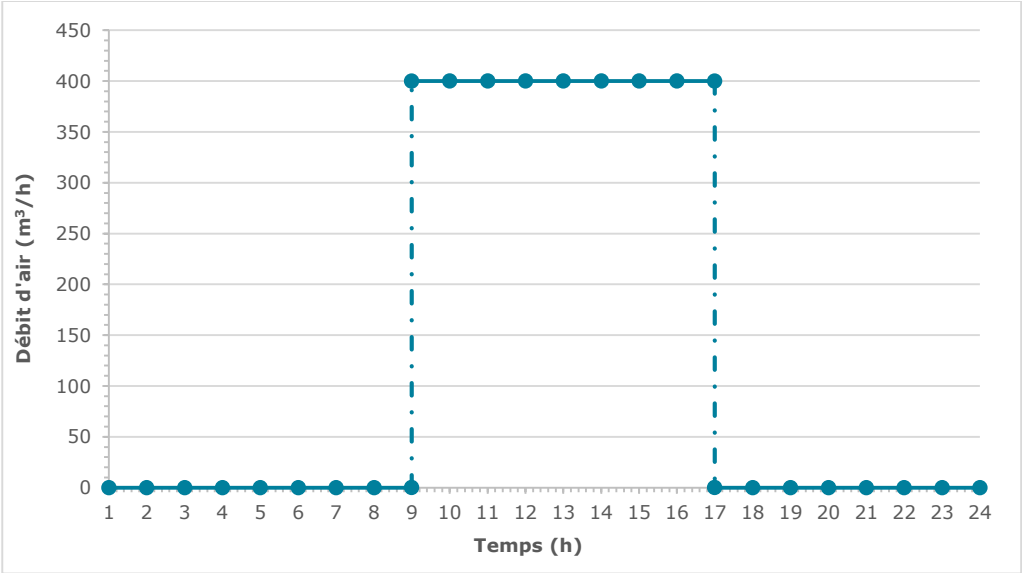


Figure 55 : Profile de charge journalière du séchoir industriel

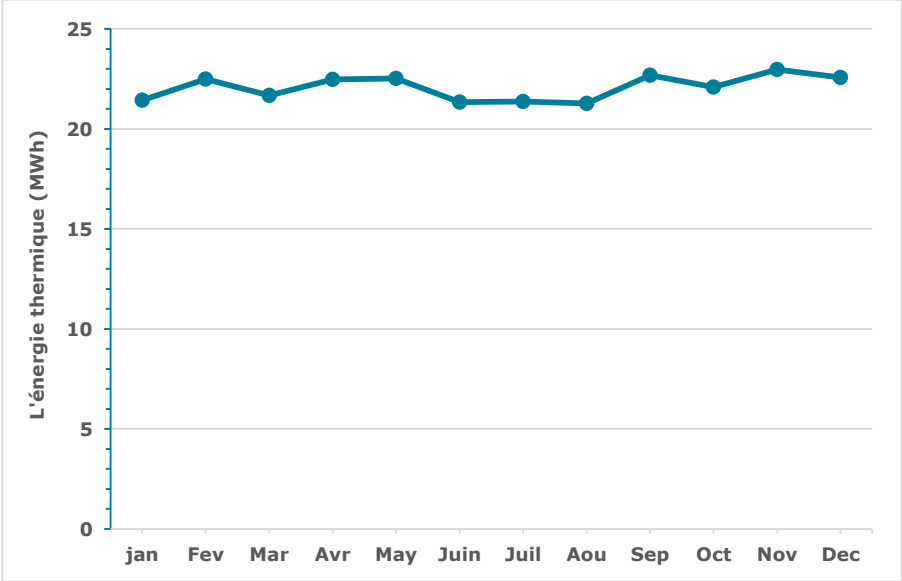


Figure 56: L'énergie thermique mensuelle requise pour le chauffage d'air

Nous considérons une chambre de séchage très bien isolée avec un volume de 100 m^3. Afin d'assurer une répartition homogène de l'air chaud dans cette chambre, il est conseillé de considérer un taux de brassage de 4 (vol/h) (Kreith, 2011) et par conséquent un volume d'air minimal de 400 m^3/h serait nécessaire.

En se basant sur les conditions de fonctionnement susmentionnées, la quantité d'énergie thermique mensuelle qui doit être fournit par le système solaire est représentée sur la Figure 56. Étant donné que les besoins en air de séchage sont constants, les petits écarts entre les différents mois sont principalement liés à la variation de la température initiale de l'air au cours des saisons. Ce système solaire thermique doit être capable de produire annuellement une énergie totale d'environ 265 MWh.

III.2 Méthodologie

L'une des méthodes les plus courantes pour l'analyse et optimisation techno-économique des systèmes de production de chaleur solaire repose sur la maximisation des économies annuels du cycle de vie (Annualized Life Cycle Saving - ALCS) en déterminant la meilleure combinaison possible entre les différents paramètres du système solaire à savoir l'angle d'inclinaison, la surface des capteurs ainsi que le volume de stockage. Cette méthode est principalement basée sur l'approche de prédiction des coûts futurs (Duffie & Beckman, 2013).

Par définition, le coût du cycle de vie (LCC) est la somme de tous les coûts associés à un système de production d'énergie au cours de sa durée de vie en argent d'aujourd'hui, en tenant compte de la valeur temporelle de l'argent. L'idée de LCC est de ramener les coûts qui sont prévus dans le futur aux coûts actuels, c'est-à-dire en calculant combien devrait être investi à un taux d'actualisation du marché. Le taux d'actualisation du marché est le taux de rendement du meilleur investissement alternatif, c'est-à-dire placer l'argent (à investir) dans une banque au taux d'intérêt le plus élevé possible. Le coût du cycle de vie annualisé (ALCC) est la sortie annuelle moyenne d'argent (flux de trésorerie). Le flux réel varie selon l'année, mais la somme sur la période d'une analyse économique peut être convertie en une série de paiements égaux dans la devise d'aujourd'hui qui sont équivalents à la série variable. Les

économies annuelles du cycle de vie (ALCS), pour un système d'énergie solaire plus auxiliaire, sont définies comme la différence entre le ALCC d'un système à carburant classique et le ALCC du système solaire plus auxiliaire. Cela équivaut à la valeur actuelle totale des gains du système d'énergie solaire par rapport au système à combustible uniquement (Duffie & Beckman, 2013).

Ceci peut être traduit par les équations suivantes :

$$ALCS = (ALCC)_{Conventionnel} - (ALCC)_{Solaire} \quad (79)$$

où le coût du cycle de vie annualisé du système conventionnel est calculé par:

$$ALCC_{Conv} = Q \times C_{Combustible} \times PWF \quad (80)$$

Avec :

$C_{Combustible}$ est le coût spécifique du combustible (fuel dans notre cas) exprimé en USD/kWh.

Q est l'énergie totale nécessaire (kWh) pour amener l'air aux conditions de séchage favorables.

PWF est le facteur de valeur actuelle d'une série de paiements gonflables qui peut être estimé par:

$$PWF = \sum_{j=1}^{N} \frac{(1+i)^{j-1}}{(1+d)^{j}} \quad (81)$$

où *i* est le taux d'inflation, *d* est le taux d'actualisation et *N* est la durée de vie du projet

D'autre part, le coût du cycle de vie annualisé du système solaire plus auxiliaire peut être estimé par l'équation suivante :

$$ALCC_{Sol} = Coût\ d'investisement + Coût\ de\ maintenance + Coût\ d'opération\ du\ système\ auxiliare \quad (82)$$

avec :

$$Coût\ d'investisement = Coût\ des\ capteurs + Coût\ du\ système\ de\ stockage + Coût\ d'installation \quad (83)$$

Il est important de noter que :

- Les coûts de fonctionnement à savoir les coûts de maintenance et d'opération du système auxiliaire sont tous ramenés à une valeur actuelle en considérant le facteur de valeur actuelle (PWF).
- Les coûts des chaudières et leurs coûts de maintenance ne sont pas pris en compte, étant donné que les valeurs restent inchangées pour les deux systèmes.
- Le rendement de la chaudière est estimé à 85%.

Un autre paramètre économique très important est le temps de retour et qui est défini de différentes manières. Généralement, c'est le temps nécessaire pour que les économies de carburant cumulées deviennent égales à l'investissement initial total, c'est-à-dire, c'est le temps nécessaire pour récupérer l'argent dépensé pour ériger le système d'énergie solaire des économies de carburant encourues en raison de l'utilisation du système. Ce temps peut être obtenu avec et sans réduction des économies de carburant. D'autres définitions du temps de récupération sont le temps nécessaire pour que les économies solaires annuelles deviennent positives et le temps nécessaire pour que les économies solaires cumulées deviennent nulles. Le temps de retour peut être calculé comme suit (Duffie & Beckman, 2013):

$$Temps\ de\ retour = \frac{ln\left(\frac{Coût\ d'investisement \times\ i}{Fraction\ solair\ \times \frac{Q}{Efficacité\ de\ la\ chaudier} \times C_{combustible}} + 1\right)}{ln(1+i)} \quad (84)$$

La fraction solaire annuelle représente le taux de contribution du système solaire par rapport l'énergie totale requise.

Finalement, les paramètres économiques nécessaires pour la suite de l'analyse sont résumés dans le Tableau 14.

Tableau 14: Paramètres économiques

Paramètre	Valeurs
$C_{combustible}$	0,075 USD/kWh
Taux annuel d'actualisation au Maroc	5%
Taux d'inflation	2,5%
Coût du système de stockage	1050 USD/m^3
Coût du collecteur solaire	250 USD/m^2
Coût d'installation	1% d'investissement
Coût de maintenance	1,5% d'investissement (+0,5% par an)

Il est important de noter que l'optimisation sera effectuée en utilisant le modèle TRNSYS représenté dans la Figure 57. Tous les composants et les conditions de simulation de ce modèle ont été précédemment décrits dans la section II.1.5 de ce chapitre. Le seul nouvel élément est le Type 29b d'analyse économique qui permet d'effectuer une analyse des coûts du cycle de vie basée sur la simulation d'un an de fonctionnement du système solaire. Il compare les coûts du système solaire et du système d'appoint aux coûts du système non solaire conventionnel. Comme précisé précédemment, il est supposé que le système d'appoint du séchoir solaire est identique au système de chauffage conventionnel. Dans ce sens, seuls les coûts supplémentaires dus à l'ajout de l'énergie solaire au système conventionnel sont pris en compte.

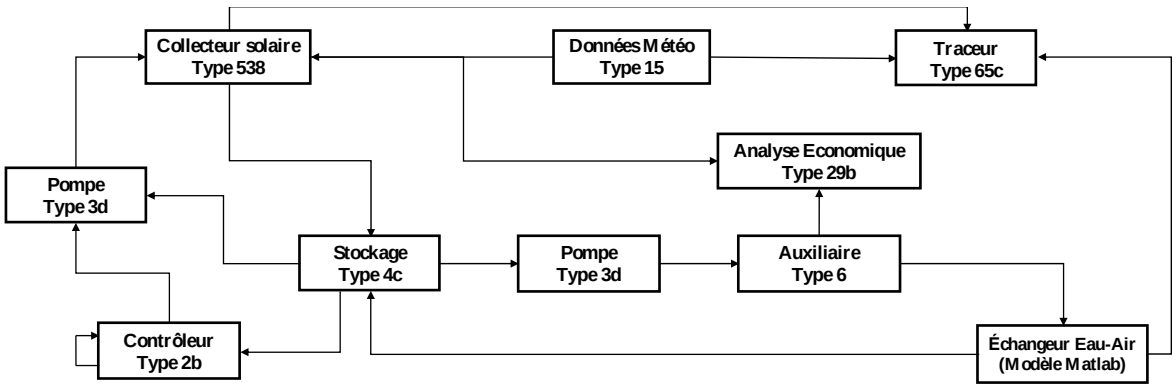


Figure 57 : Diagramme du modèle TRNSYS du séchoir solaire industriel

III.3 Analyse et résultats

III.3.1 Design préliminaire

Dans l'objectif de déterminer le design préliminaire du système solaire, nous considérons les résultats obtenus dans la section II de ce chapitre lors de l'optimisation du prototype d'un séchoir solaire pour les tuiles d'argile. D'après ces simulations nous pouvons constater que :

- Sous les conditions métrologiques de la ville de Fès, un capteur solaire sous vide est capable de produire 3,66 kWh/m^2 par jour.
- Étant donné que la charge est d'environ 846 kWh/jour, la surface solaire préliminaire serait 231 m^2.
- L'inclinaison des capteurs est égale à 34° (Latitude de la ville de Fès).
- Le volume de stockage est égal à 35 litres par m^2 de la surface solaire.
- Le débit d'eau dans la boucle solaire est égal à environ 30 litre/h.m^2.

Il est aussi important de noter que l'économie annuelle du coût de cycle de vie assurée par le système de séchage au design préliminaire est d'environ 9080 USD.

III.3.2 Optimisation de l'ange d'inclinaison

D'après la literature (Allouhi et al., 2017; Chow et al., 2012; Lima et al., 2015; Loomans & Visser, 2002; Notton et al., 2014; Sawhney et al., 2014; Shariah et al., 2002), il a été montré que l'apport de l'optimisation mensuelle ou saisonnière de l'angle d'inclinaison sur la maximisation de l'ALCS est minimal lorsque la charge est constante tout au long de l'année. Par conséquent, une optimisation annuelle avec un angle d'inclinaison fixe est considérée dans cette partie.

L'impact de la variation de l'angle d'inclinaison sur le coût du cycle de vie annuel est montré sur la Figure 58, et illustre que l'angle d'inclinaison optimum correspond à 35° qui est approximativement égal à la latitude de la ville de Fès. Ce même résultat a été rapporté par plusieurs chercheurs (Allouhi et al., 2017; Chow et al., 2012; Lima et al., 2015; Loomans & Visser, 2002; Notton et al., 2014; Sawhney et al., 2014; Shariah et al., 2002) à travers différentes régions où l'angle d'inclinaison optimal des capteurs solaires correspond souvent à la latitude de la région plus ou moins 5°. Par ailleurs, nous pourrons conclure que l'économie du coût de cycle de vie annuelle relative à l'angle d'inclinaison optimal est d'environ 9120 USD.

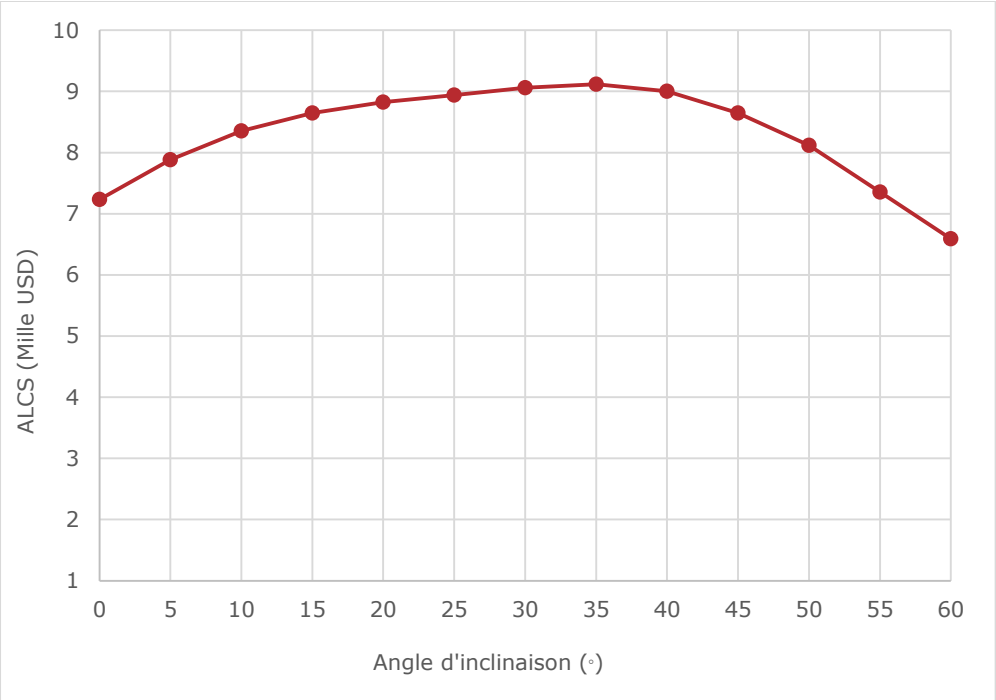


Figure 58 : Impact de l'ange d'inclinaison sur l'ALCS

III.3.3 Optimisation du débit d'eau dans le capteur solaire

Après avoir identifié l'angle d'inclinaison optimal, on va maintenant définir le débit d'eau optimal qui devrait circuler dans le champ des capteurs solaires. L'impact de la variation du débit d'eau sur l'économie du coût de cycle de vie annuelle est illustré sur la Figure 59. On remarque que la valeur maximale de l'ALCS est atteinte pour un débit d'eau d'environ 3,5 m^3/h pour une surface totale de capteurs d'environ 231 m^2 inclinés de 35°. Cette valeur correspond à une économie du coût de cycle de vie de 9300 USD annuellement.

Par ailleurs, ce résultat est similaire aux valeurs obtenues dans des études d'optimisation du débit d'eau dans le circuit solaire où il a été prouvé que le débit optimal varie entre 10 et 15 Litre/h.m^2 (15,15 litre/h.m^2 dans notre cas) (Duffie & Beckman, 2013; Lima et al., 2015; Notton et al., 2014).

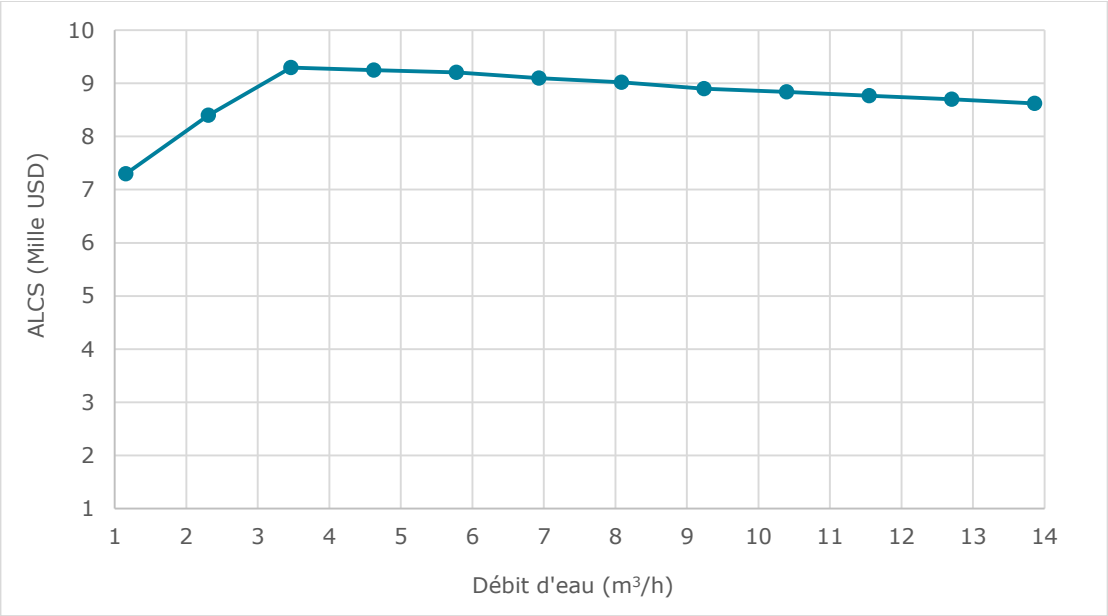


Figure 59 : Impact du débit d'eau sur l'ALCS

III.3.4 Optimisation du la surface du champ solaire

Pour une inclinaison de 35° et un débit d'eau de 15 litre/h.m^2, la surface du champ solaire du système de séchage proposé est optimisée dans l'objectif de maximiser l'économie annuelle du coût de cycle de vie. Figure 60 montre l'effet de la variation de la surface totale des collecteurs sur l'ALCS. On peut en déduire qu'une surface de 250 m^2 garantira le maximum d'économie annuelle du coût de cycle de vie qui s'élève à environ 9540 USD.

En considérant que la surface moyenne d'un collecteur à tubes sous vide est d'environ 1,5 m^2 et qu'une distance de 2 m^2 entre deux capteurs est nécessaire afin d'éviter l'effet d'ombrage, une superficie d'environ 580 m^2 serait requise pour l'installation de ce champ solaire. Il est important de noter que l'installation et la maintenance de ce champ solaire seraient faciles étant donné qu'une telle superficie est généralement disponible dans la plupart des usines de production des matériaux de construction.

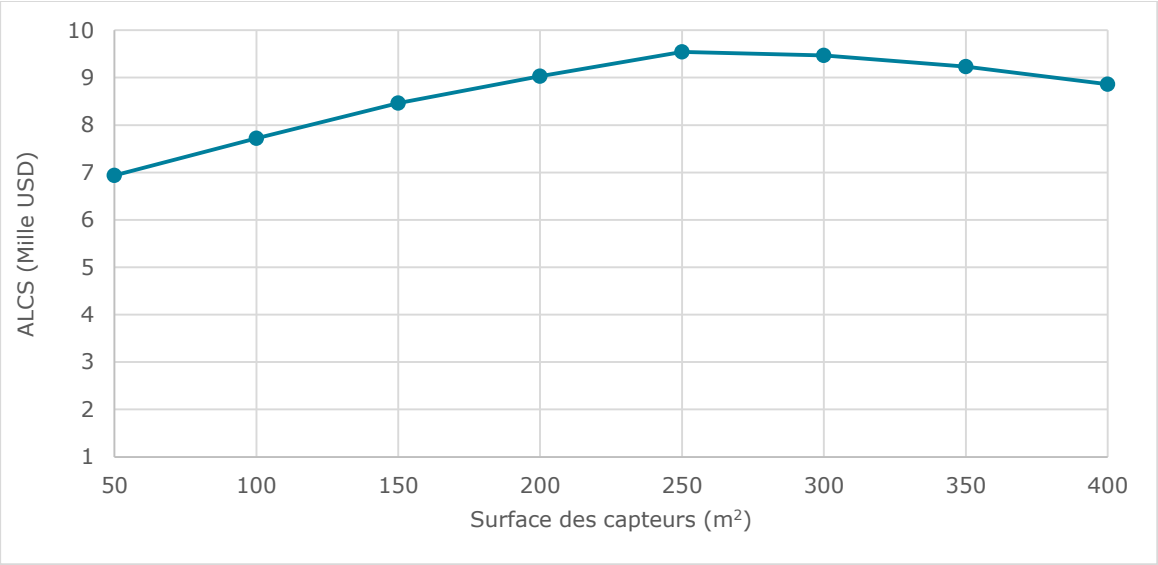


Figure 60 : Impact de la surface du champ solaire sur l'ALCS

III.3.5 Optimisation du volume de stockage

Dans l'objectif de compléter l'optimisation du système solaire, le volume de stockage est étudié pour obtenir l'économie du cycle de vie annuel maximale. En effet, l'impact de différents volumes de stockage variant entre 5 m^3 et 15 m^3 est illustré sur la Figure 61. On peut en déduire que le volume optimal pour lequel une économie annuelle du cycle de vie d'environ 9770 USD correspond à 11 m^3. Ceci est équivalent à 44 l/m^2 de surface solaire ce qui est en parfaite accord avec les résultats obtenus dans des recherches antérieurs (Duffie & Beckman, 2013; S. A. Kalogirou, 2014; Lima et al., 2015; Notton et al., 2014; Padovan & Manzan, 2014).

Lorsque le volume du réservoir varie entre 5 et 11 m^3, l'augmentation du volume de stockage entraîne une baisse de la température moyenne du réservoir mais aussi bien une réduction considérable des pertes de chaleur au sein du ballon de stockage ce qui a un effet positif sur l'économie annuelle du coût de cycle de vie qui continu d'augmenter dans cet intervalle. Cependant, au-delà de 11 m^3 la vitesse de réduction des pertes de chaleur au sein du réservoir de stockage devient inférieure à la vitesse de diminution de la

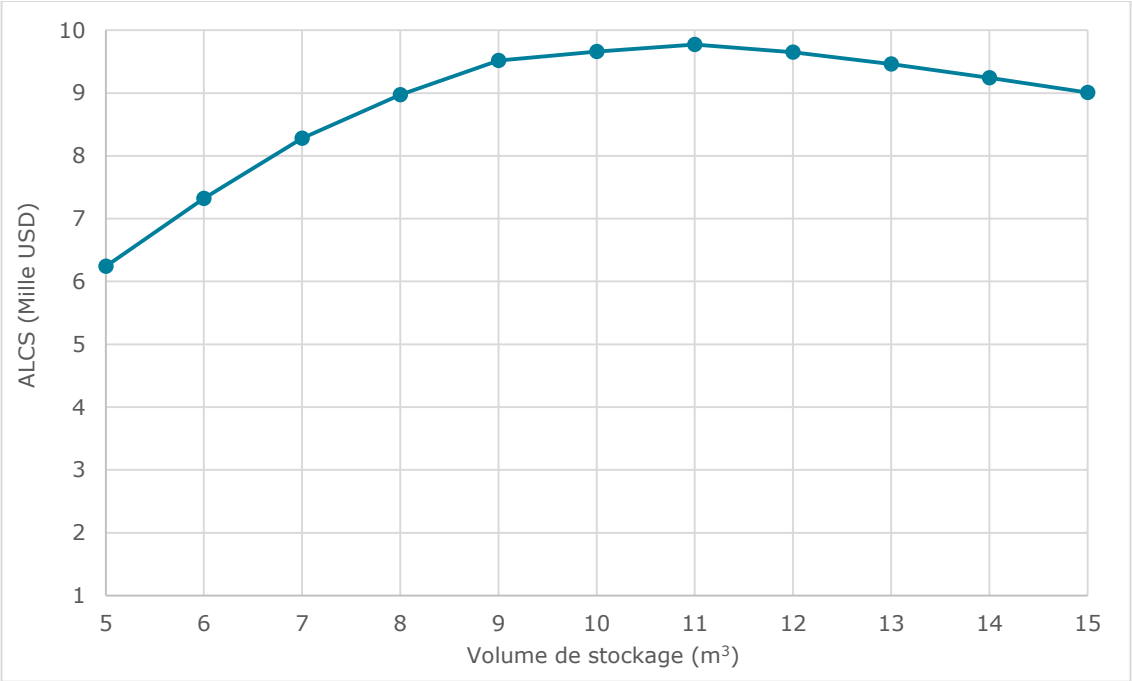


Figure 61 : Impact du volume de stockage sur l'ALCS

température moyenne de l'eau ce qui entraine une réduction de l'efficacité du système solaire et par conséquent la diminution de l'économie obtenue.

Suite à l'optimisation des différents paramètres du système solaire Nous pouvons conclure qu'une économie annuelle du coût de cycle de vie d'environ 9770 USD peut être obtenue à travers un système solaire thermique dont les caractéristiques sont les suivantes :

- **Une surface totale** des collecteurs à tubes sous vide de 250 m^2
- **Une inclinaison** des capteurs de 35°.
- **Un débit d'eau** circulant dans la boucle solaire d'environ 3,5 m^3/h.
- **Un volume** de stockage de 11 m^3.

Afin d'explorer d'avantage les performances de cette configuration optimale, nous évaluerons la contribution mensuelle de la chaudière d'appoint. La Figure 62 illustre l'énergie thermique produite par le système d'appoint tout au long de l'année ainsi que son apport par rapport à l'énergie thermique totale requise dans le processus de séchage. Étant donné que la demande en air

chaud est relativement constante au cours des différents mois de l'année (voir Figure 56), les principales sources des changements dans l'apport du système d'appoint sont la variation de l'intensité du rayonnement solaire et de la température ambiante. Nous pouvons remarquer que la contribution du système d'appoint est évidemment maximale pendant la période hivernale allant de 44% à 58% tandis que cet apport continue à diminuer pour devenir inférieur à 20% pour toute la période estivale (juin-juillet-août). Annuellement, l'apport de la chaudière d'appoint s'élève à environ 31% de la charge totale de séchage ce qui correspond à une fraction solaire annuelle totale d'environ 69% et par conséquent une économie d'énergie annuelle nette d'environ 185,44 MWh.

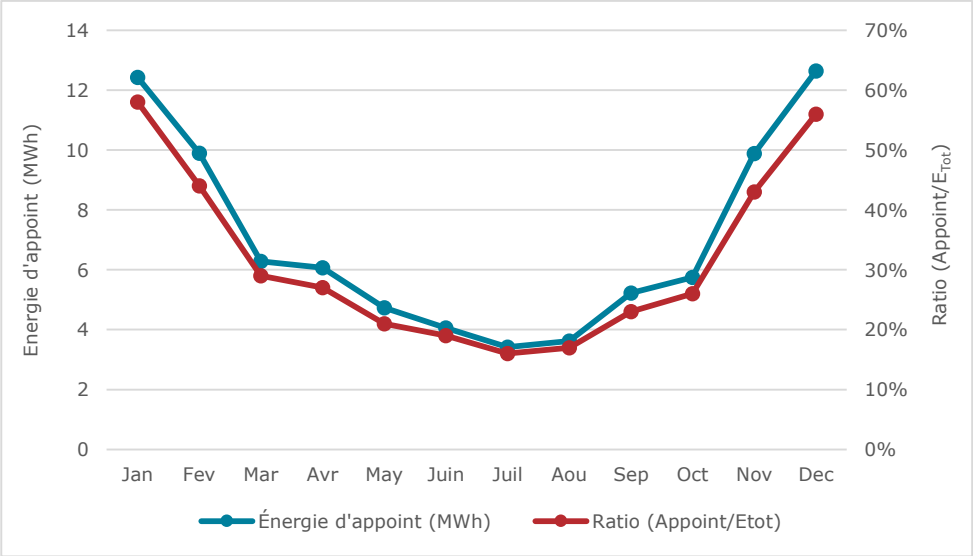


Figure 62 : Apport mensuel du système d'appoint de la configuration optimale

Finalement, et en se basant sur les paramètres décrivant la situation économique du marché Marocain (voir Tableau 14) le temps nécessaire pour que les économies de carburant cumulées deviennent égales à l'investissement initial total de 74790 USD est estimé à 5,86 ans. Tandis qu'en considérant le design préliminaire, décrit dans la section III.3.1 de ce chapitre,

un investissement de 66811 USD et un temps de retour de 7,3 ans auraient été nécessaires.

IV Conclusion

Les systèmes solaires thermiques (STS) peuvent répondre à une quantité importante de la demande en chaleur dans les processus industriels dans la plupart des pays indépendamment de leurs situations géographiques. Dans les économies développées, le solaire thermique peut fournir techniquement environ la moitié de cette consommation d'énergie en produisant de l'eau chaude, de la vapeur et de l'air chaud dans une plage de température allant jusqu'à 400 ° C. Dans les pays en développement, en particulier dans ceux où l'agriculture, les industries du textile, les industries des matériaux de construction ainsi que des produits alimentaires sont des sous-secteurs importants, l'énergie solaire thermique peut fournir l'air chaud et l'eau chaude nécessaires au durcissement, au séchage, à la teinture, au lavage, à l'ébullition, à la pasteurisation et à la stérilisation. L'exploitation de cette source d'énergie abondante dans le secteur industriel peut améliorer la compétitivité, stimuler l'innovation et conduire à de nombreuses avancées économiques et environnementales et à la durabilité. Néanmoins, la conception du système et l'intégration avec le processus doivent être soigneusement adaptées pour maintenir un fonctionnement optimal de l'activité globale et éviter les éventuels dysfonctionnements.

Par conséquent, Nous avons présenté dans ce chapitre une méthodologie approfondie pour la conception et l'optimisation techno-économique de tous les composants d'un système de séchage des tuiles d'argile à partir de l'énergie solaire notamment l'angle d'inclinaison, le débit de l'eau dans le champ solaire, la surface du champ solaire ainsi que le volume de stockage. La particularité de cette conception réside dans la complexité du processus de

séchage des matériaux poreux comme les tuiles d'argile qui exigent la génération de l'air chaud à une température, une humidité et une vitesse bien définies tout au long de la période de séchage. La modélisation des différents éléments du système solaire thermique et, en particulier, la teneur en eau dans le matériau de construction nous a permis de bien assurer le contrôler du système et par conséquent la gestion des différentes sources d'énergies.

Suite à l'analyse du coût de cycle de vie du système, nous avons conclu que le design optimal du système offre une fraction solaire moyenne annuelle d'environ 69% ce qui permet d'assurer une économie annuelle du coût de cycle de vie de 9770 USD et une économie d'énergie brute de 218,16 MWh (étant donné que le rendement de la chaudière est de 85%).

Finalement, l'optimisation de ce système de séchage a offert une réduction de 10,6% du coût d'investissement initial et une augmentation de 7,6% dans l'économie annuelle du coût de cycle de vie (ALCS). De plus, en considérant que la valeur de la teneur en dioxyde de carbone du fuel utilisée égale à 0,28 $kgCO_2/kWh$ (EPA, 2014), une quantité totale de 51,92 tonnes de gaz à effet de serre équivalent CO_2 peut être atténuée chaque année à travers l'utilisation de ce système de séchage solaire.

Chapitre V : Application du système de production d'air chaud dans le chauffage des locaux tertiaires

I Introduction

Au niveau mondial, le secteur du bâtiment représente environ 28% de la consommation d'énergie finale et contribue pour environ un tiers aux émissions de gaz à effet de serres. Au Maroc, ce secteur est le deuxième plus grand consommateur d'énergie après le secteur du transport (voir Figure 63), soit 26% de l'énergie totale consommée est due au secteur résidentiel (IEA, 2017). Cette consommation d'énergie devrait augmenter dans les prochaines années en raison de :

- L'évolution significative du parc immobilier par la mise en place de différents programmes : plan Azur pour les hôtels, programme d'urgence pour l'éducation nationale, programme de 150000 logements par an et programme de réhabilitation d'hôpitaux.

- L'évolution démographique

- Les exigences du mode de vie moderne et la baisse des coûts des équipements électriques (systèmes de chauffage, climatisation, chauffage de l'eau, réfrigération ...).

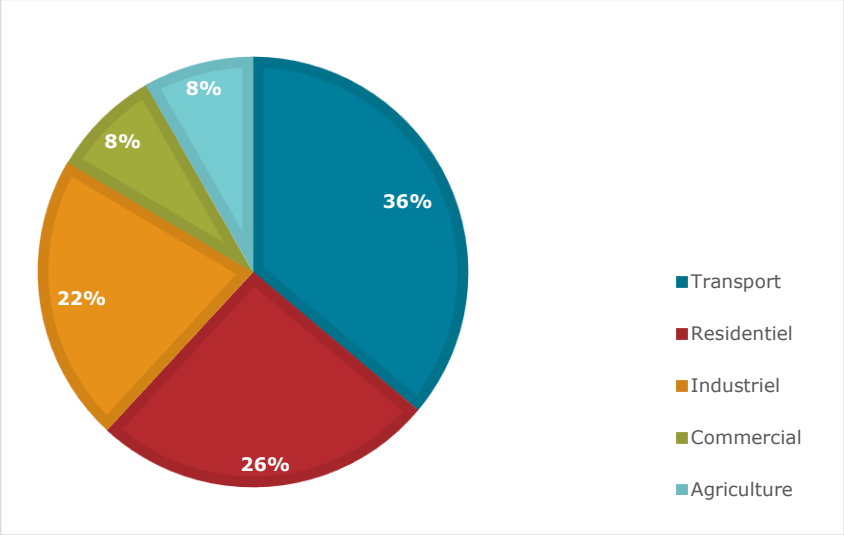


Figure 63: Part de la consommation d'énergie totale finale par secteur au Maroc en 2017

Des recherches et des développements importants ont été réalisés au cours des 20 dernières années, en termes d'efficacité énergétique dans les bâtiments, qu'il s'agisse de matériaux d'isolation thermique, de design économe de bâtiments, d'équipements électriques à basse consommation ainsi que de systèmes de conversion d'énergie. En termes d'isolation thermique, des évolutions significatives ont été observées comme dans le cas des doubles vitrages à faible émissivité qui ont permis de réduire de deux tiers les pertes thermiques. En plus de l'apparition de vitrages sélectifs permettant de limiter les gains solaires et d'éviter les surchauffes (Quénard, 2017).

Les technologies et systèmes liés à la ventilation des bâtiments ont, aussi, fait l'objet d'importantes avancées : l'avènement des ventilateurs courant continus et de la ventilation à double flux a entrainé une augmentation considérable de la consommation des systèmes de ventilation.

En matière d'éclairage, l'évolution technologique n'est pas en reste, de nouvelles lampes sont apparues offrant un rendement lumineux supérieur. Il s'agit notamment des lampes fluorescentes compactes qui divisent par trois la puissance installée à puissance lumineuse équivalente, ainsi que des LED (diodes électroluminescentes), principalement utilisées pour l'éclairage de signalisation, qui permettent de réduire la consommation des installations d'éclairage. Aussi, l'utilisation des ballasts électroniques au lieu des ballasts magnétiques entraînent une réduction de la consommation des installations, grâce à la possibilité d'intégration des systèmes de contrôle (CSTC, 2006).

Dans le secteur du chauffage, les progrès sont également sensibles. En effet, l'efficacité des unités de production de chaleur a considérablement augmenté avec l'apparition de chaudières à basse et très basse température, de chaudières à condensation et de chauffe-eau solaires. Les améliorations apportées à la technologie des brûleurs ont permis d'améliorer l'efficacité et de réduire les émissions de CO_2. Le système de régulation a également évolué

grâce à l'introduction de modules électroniques, qui ont permis le contrôle ou le diagnostic à distance. Les techniques de contrôle point à point (par exemple, les vannes thermostatiques) se sont généralisées et ont été combinées à des contrôles centralisés.

Réduire la consommation d'énergie dans les bâtiments est donc un enjeu économique et écologique majeur. C'est dans ce même contexte que les systèmes solaires thermiques viennent améliorer l'efficacité énergétique des bâtiments à travers leur intégration dans les processus de chauffage.

Dans ce chapitre, nous explorons la possibilité d'étendre le déploiement du système de production d'air chaud précédemment considéré au processus de chauffage des bâtiments tertiaires. Dans un premier temps, nous allons identifier les méthodes de calcul les plus utilisées dans la modélisation de ce type de système. Ensuite, nous procédons à la conception et l'optimisation des performances du système de chauffage pour les différents types de bâtiments tertiaire notamment (i) bâtiments administratifs et écoles publiques, (ii) hôpitaux et (iii) hôtels.

II Méthodologie

En se basant sur les variations saisonnières de l'irradiation solaire et, par conséquent, de la température ambiante, il est nécessaire d'estimer l'énergie thermique requise dans un bâtiment afin d'optimiser la capacité du système de chauffage à air chaud et d'assurer ainsi une température de confort de 20°C. Selon la réglementation thermique marocaine dans le bâtiment, il existe deux méthodes pour définir la puissance thermique requise :

II.1 Approche performantielle

L'approche performantielle consiste à définir les spécifications techniques minimales en matière de performance thermique du bâtiment, celles-ci sont

évaluées en fonction des besoins énergétiques annuels du bâtiment lié au confort thermique. Selon la réglementation thermique marocaine, les besoins en chauffage dans la zone climatique de la ville d'Ifrane, par exemple, sont d'environ 50kWh/m²/an dans les bonnes conditions d'isolation et 120kWh/m²/an dans les mauvaises conditions.

La puissance qui doit être assurée par tout système de chauffage peut être estimée comme suit:

$$\boldsymbol{P = H_L \times \Delta T} \quad (85)$$

avec:

P: Puissance thermique requise [W]

$\mathbf{H_L}$: Perte de chaleur [W/°C]

$\mathbf{\Delta T}$: Différence entre la température intérieure et extérieure ($\mathbf{T_{int}} - \mathbf{T_{ext}}$) [°C]

Les pertes de chaleur peuvent être calculées selon la formule suivante :

$$\boldsymbol{H_L = \frac{Q_{ann}}{UDD}} \quad (86)$$

avec :

$\boldsymbol{Q_{ann}}$: Besoins annuels de chauffage [kWh/an]

$\boldsymbol{UDD}$: Degrés-jours unifiés [°CJ]

Le degré jour unifié (UDD) est la différence entre la température extérieure et une température de référence qui permet de réaliser des estimations de consommations d'énergie thermique pour maintenir un bâtiment confortable en proportion de la rigueur de l'hiver ou de la chaleur de l'été.

Une corrélation empirique a été établie à partir des mesures de 146 stations météorologiques pour estimer les degrés-jours unifiés (Bernier Jacques, 2004):

$$UDD = -100{,}51 \times T_{ext} + 1704 \quad (87)$$

avec: $\mathbf{T_{ext}}$: Température extérieure [°C]

Il faut noter que les valeurs de température T_{int} et T_{ext} sont considérées celles du jour le plus froid de l'année.

II.2 Approche prescriptive

L'approche prescriptive consiste à fixer la limite de spécifications techniques acceptables en fonction des caractéristiques thermiques de l'enveloppe du bâtiment. Ces caractéristiques sont représentées par le coefficient de transmission thermique en volume pour le secteur tertiaire basé sur la régulation thermique marocaine (Gina Penu, 2013). Par conséquent, la puissance thermique requise est calculée comme suit :

$$P = G \times V \times \Delta T \quad (88)$$

avec:

P: Puissance thermique requise [W]

G: Transmittance thermique volumique [W/(m3×°C)]

V: Volume du bâtiment [m3]

ΔT: Différence entre la température intérieure et extérieure du bâtiment ($T_{int} - T_{ext}$) [°C]

D'après la réglementation thermique marocaine montre que l'approche performantielle décrit les différents niveaux en termes de besoins spécifiques annuels de chauffage et de climatisation, en kWh/m^2/an, par rapport à des températures intérieures de référence. Tandis que la deuxième approche dite prescriptive vient compléter la première, où les niveaux sont exprimés, pour chaque type de bâtiments et chaque zone climatique, sous forme de coefficients maximaux de transmission thermique (en W/m^2.K) des murs, de

la toiture, des planchers bas et de facteurs solaires (FS) des fenêtres, en fonction du rapport de la surface des ouvertures vitrées à la surface brute de la façade. En raison de son estimation plus précise des besoins en chauffage pour chaque type de bâtiment nous considérons dans la suite des simulation l'approche prescriptive.

III Paramètres de contrôle et de conception

La conception du système de chauffage solaire a été conduite dans un environnement de simulation dynamique (TRNSYS' 17) pour estimer la température et le flux d'air assurés par un système se composant de trois éléments principaux : capteur solaire, réservoir de stockage et échangeur de chaleur à ailettes eau-air.

Le système de chauffage a été conçu pour assurer une température de confort de 20°C et pour compenser les pertes de chaleur thermiques du 22 septembre au 19 mars d'un volume de 750 m^3 dans différentes catégories de bâtiments tertiaires en se basant sur la transmittance thermique minimale recommandée par la réglementation thermique marocaine notamment : (i) bâtiments administratifs et écoles publiques (G=1.78 $W/m^3°C$), (ii) hôpitaux (G=1.17 $W/m^3°C$) et (iii) hôtels (G=1.47 $W/m^3°C$). Différentes fonctions de control ont été utilisées selon les heures de chauffage quotidiennes nécessaires pour chaque catégorie. En effet, les hôtels et les hôpitaux doivent être chauffés toutes les 24h/7j, tandis que, la période de chauffage est de 8h à 18 h dans les bâtiments administratifs et écoles publiques.

Afin d'assurer le débit et la température d'air nécessaires pour le chauffage de l'espace étudié, le taux maximal d'écoulement d'eau dans la boucle solaire est d'environ 1kg/s, accumulé dans un réservoir d'eau de $2m^3$. En outre, l'eau chaude doit circuler dans la boucle d'échangeur de chaleur avec un débit maximal de 0.5 kg/s. L'échangeur de chaleur considéré est celui étudié et

optimisé dans la section précédente. Les irradiations solaires horaires dans la ville d'Ifrane, considérées dans les simulations actuelles, ont été obtenues à partir du logiciel Meteonorm.

Afin de commander la température de l'air de sortie, deux contrôleurs à hystérésis ont été utilisés dans le système de chauffage solaire. Le premier contrôleur a été placé dans la boucle solaire basée sur une bande morte supérieure à 10°C et la bande morte inférieure à 2°C tandis que le second était placé dans la boucle d'échangeur de chaleur basée sur la température élevée de coupe-circuit de limite dans l'objectif de stabiliser la température de l'air de sortie à 20°C et pour arrêter le ventilateur de l'échangeur de chaleur quand la température ambiante excède 20°C. Néanmoins, concernant le comportement intermittent du rayonnement solaire un réchauffeur additionnel est nécessaire pour compenser un éventuel déficit énergétique.

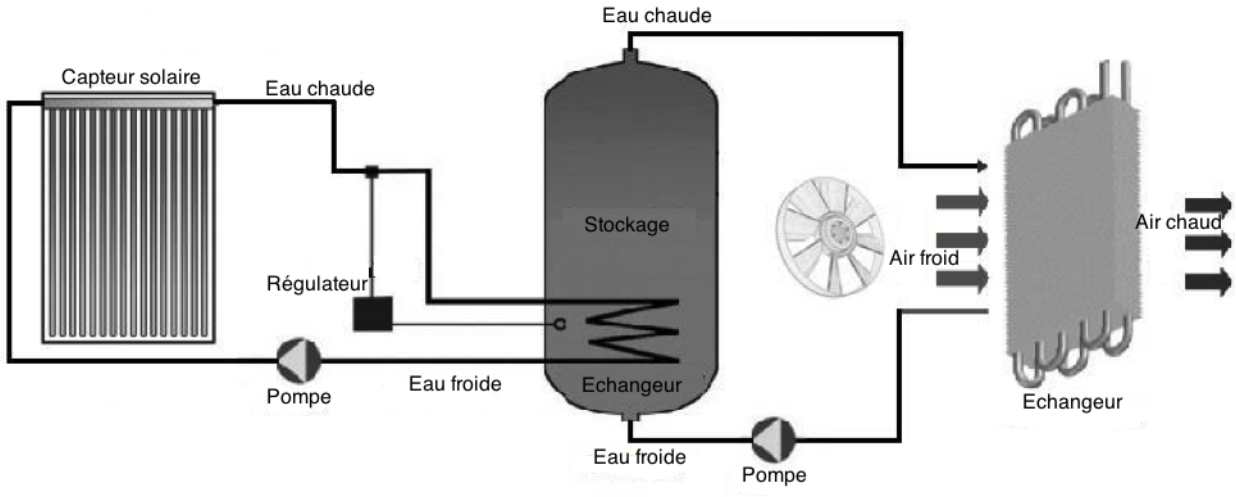


Figure 64 : Système de chauffage solaire

IV Évaluation du flux de chaleur

Les pertes de chaleur dans un espace de 750 m^3 ont été calculées pour différentes catégories de bâtiment en se basant sur la transmittance

thermique de chaque catégorie (d'après la réglementation thermique du Maroc) et comparées aux puissances thermiques fournies par le système de chauffage solaire.

La Figure 65 montre une comparaison entre le flux de chaleur, généré par un capteur solaire de 5m^2, et les pertes de chaleur d'un espace d'hôtel. D'après ces courbes, nous pourrons voire que le système considéré peut produire plus de 26 kilowatts ce qui est assez suffisant pour couvrir la puissance de chauffage maximale requise qui est d'environ 21 kilowatts. Dans le pire des cas, le système de backup contribuera à moins de 2.5 watts ce qui représente 0.01% du flux de chaleur requis.

Suite aux résultats de dimensionnement et simulation, la Figure 66 montre que pour le chauffage d'un espace hospitalier de 750 m^3, une surface de capteurs solaires de 7 m^2 est nécessaire. Ce système thermique va fournir un flux thermique maximal d'environ 29 kW et compensera les pertes de chaleur maximales d'environ 26 kW. Dans ce deuxième cas, le système solaire serait capable d'assurer la totalité des besoins en chauffage et le backup ne participera que par 0.05%.

La Figure 67 montre que le débit thermique total généré par le système de chauffage solaire satisfait la chaleur requise dans les locaux administratifs et scolaires en utilisant une surface de capteurs solaires de 10 m^2. Dans ce cas, un débit d'air de 1,3 kg/s a été considéré afin de compenser les pertes de chaleur maximales de l'espace chauffé, estimées à environ 32 kW.

Comme on peut le constater dans les trois figures sub-mentionnées, le système de chauffage solaire génère un flux de chaleur plus élevé dans certaines périodes, ce qui peut être ajusté en contrôlant le débit d'air selon le débit thermique requis. En effet, le chauffage d'air est suspendu dans deux cas à savoir : (i) le premier lorsque la température ambiante est supérieure à

20°C (température de confort considérée). (ii) Le second cas est lorsque les besoins en chauffage sont uniquement entre 8h du matin et 18h du soir pour les bâtiments administratifs et scolaires. Cette gestion des productions est assurée par le contrôleur placé dans la boucle de l'échangeur thermique.

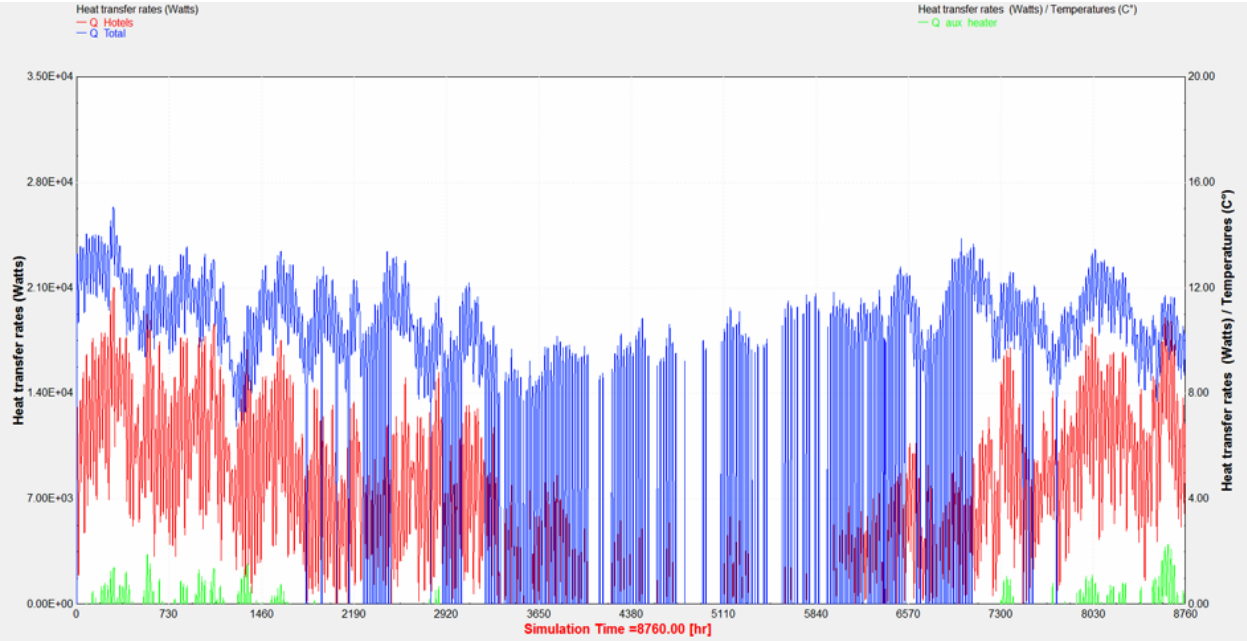


Figure 65: Flux de chaleur dans le cas des hôtels



Figure 66: Flux de chaleur dans le cas des Hôpitaux

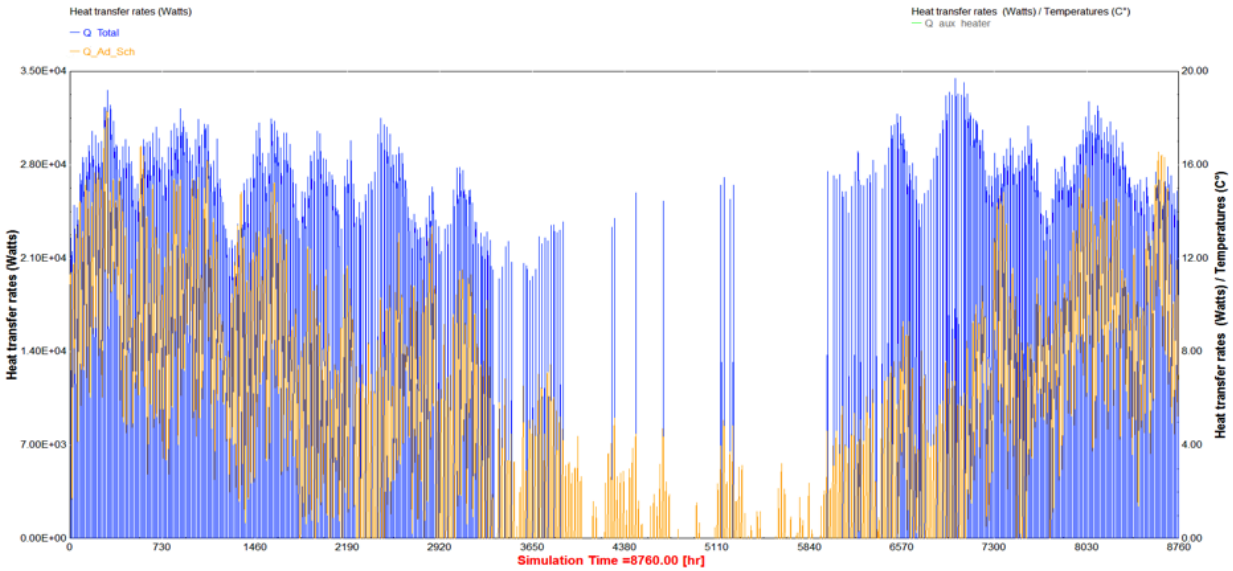


Figure 67: Flux de chaleur dans les établissements administratifs et scolaires

V Évaluation de la température de chauffage

Les courbes de la température extérieure d'air « T Air in », la température de sortie d'air de l'échangeur de chaleur (T Air out) et la température finale de sortie d'air fournie par le système entier « T_Air_Final », sont représentées sur les trois figures suivantes pour les différentes catégories de bâtiments tertiaires étudiés. Comme tout système de chauffage, le système solaire considéré comble l'écart entre la température ambiante « T Air in » et la température de confort. Le système de régulation du chauffage solaire étudié assure le contrôle de la température finale de sortie d'air à travers l'interruption de la circulation de l'eau dans la boucle de l'échangeur de chaleur ainsi que l'arrêt du système de ventilation lorsque la température d'air est égale à la température de confort désirée. Aussi, le système de régulation a été configuré de telle sorte que le système de chauffage reste en mode arrêt tant que la température ambiante est supérieure à la température de confort notamment lors de la saison d'été où « T_Air_final » devient égale à « T Air in » comme on peut le remarquer sur les 3 figures ci-dessous. Il faut noter que, dans ce cas, un système de climatisation serait nécessaire pour assurer une température de confort de 26 °C pendant l'été. D'autre part, le système

de backup intervient lorsque le système solaire ne parvient pas à atteindre la température de chauffage requise. Ceci est assuré par le système de régulation qui mesure à chaque instant la température d'air à la sortie de l'échangeur et la compare à la température de confort prédéfinie et démarre le système d'appoint lorsque la température « T_Air_out » est inférieure à la température de confort (20°C). Il est également important de noter que le système est programmé pour un fonctionnement selon les heures officielles d'activités au sein des écoles et établissement administratifs au Maroc.

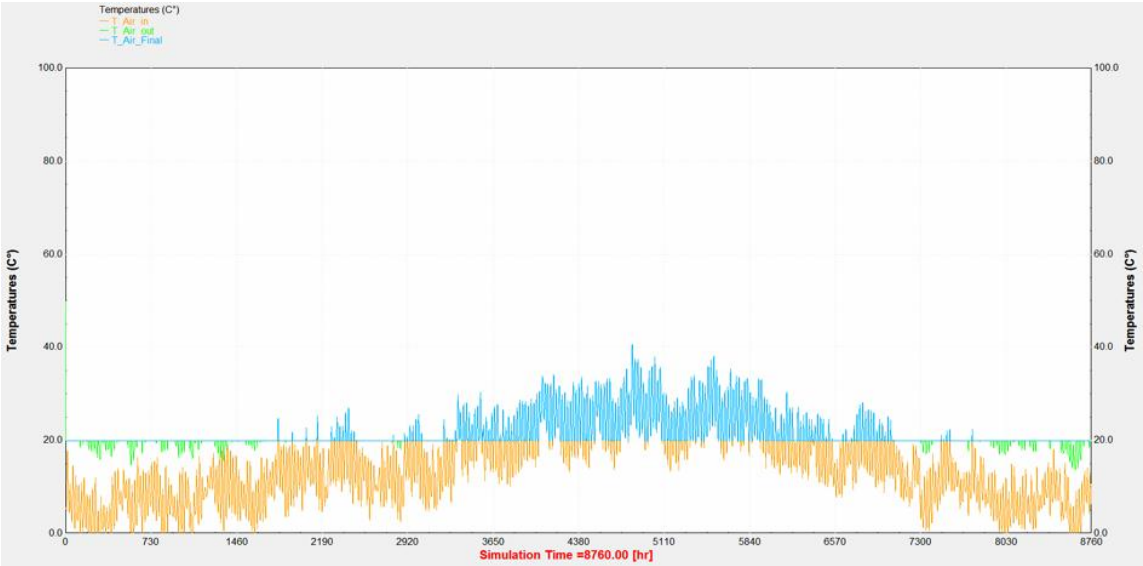


Figure 68: Différentes Températures d'air dans le cas des hôpitaux



Figure 69: Différentes Températures d'air dans le cas des hôtels

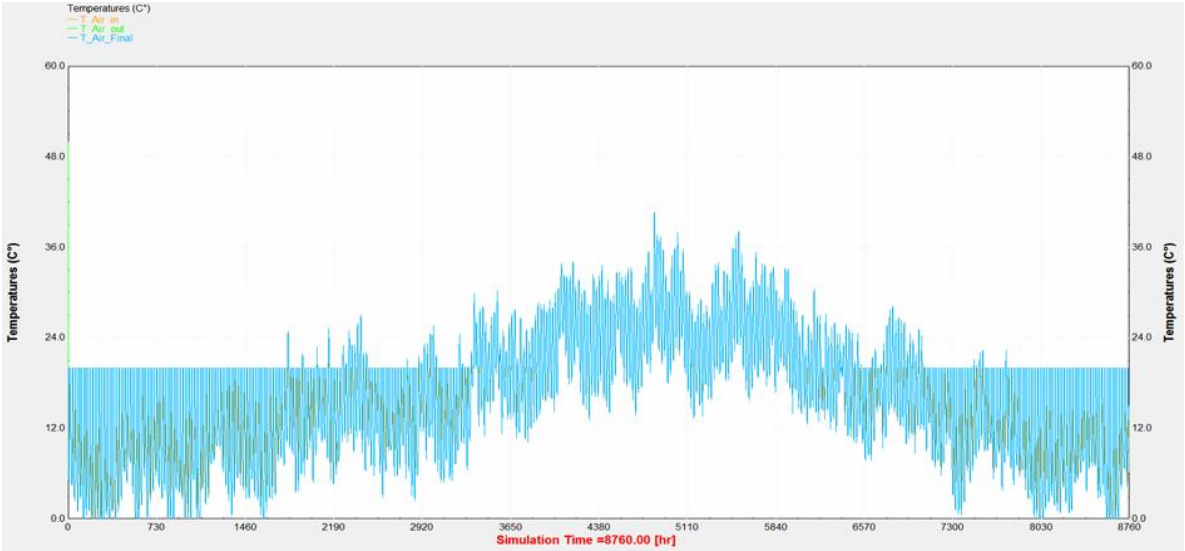


Figure 70: Différentes Températures dans le cas des établissements administratifs et scolaires

VI Conclusion

Le concept de bâtiments à consommation énergétique nette zéro retient l'attention des différents intervenants dans le domaine de la planification et le développement des villes du future. Afin d'atteindre un bilan énergétique nul au niveau annuel, les mesures d'économie d'énergie et d'efficacité énergétique doivent être pleinement exploitées. Cependant, la demande pour

les systèmes de chauffage et/ou de refroidissement actifs demeurera dans la plupart des bâtiments et sous la plupart des conditions climatiques. L'énergie solaire est la principale source d'énergie renouvelable qui peut être utilisée pour atteindre une fraction élevée d'énergies renouvelables afin de couvrir la demande énergétique dans les bâtiments. Les principaux besoins énergétiques des bâtiments sont dus au chauffage et/ou au refroidissement, en fonction des conditions climatiques locales et du type de bâtiment.

Dans ce contexte, les résultats de l'analyse des performances thermiques ont montré que le système de production de chaleur solaire considéré est capable de compenser les déperditions thermiques du bâtiment et d'assurer une température de confort de 20°C pour les différentes catégories de bâtiments du secteur tertiaire d'un volume de 750 m^3. Le dimensionnement du système diffère d'un cas à l'autre, il dépend de la puissance thermique requise et de la période de chauffe considérée. Nous avons montré que la puissance thermique maximale estimée est d'environ 21 kW, 29 kW et 32 kW en utilisant des capteurs solaires à tubes sous vide de 5 m^2, 7 m^2 et 10 m^2, respectivement, pour les hôtels, les hôpitaux, les espaces administratifs et les écoles publiques. Les résultats ont été obtenus en se basant sur la transmittance thermique minimale recommandée par la réglementation marocaine. Ceci montre que Les systèmes de chauffage utilisant des capteurs solaires thermiques sont une option intéressante dans de nombreuses conditions climatiques et doivent toujours être considérés comme une alternative dans la phase de planification d'un projet de construction.

Conclusion générale et perspectives

Le travail présenté dans ce manuscrit concerne la modélisation, la simulation et l'optimisation d'un système de séchage solaire industriel des matériaux argileux. Cette thèse s'inscrit dans le cadre du développement de l'intégration de l'énergie solaire thermique dans le mix énergétique industriel au Maroc. Ce travail s'inscrit également dans le cadre de la future politique énergétique dans le secteur industriel du Maroc qui vise la dé-carbonisation des produits à travers l'intégration des énergies propres dans ce secteur économique (Ministre de l'industrie, de L'investissement, du commerce et de l'économie Numérique, 2020).

Les avantages des systèmes solaires thermiques, en particulier pour les systèmes d'échelle industrielle, couvrent les aspects environnementaux, politiques et économiques. Les avantages environnementaux découlent de la capacité de réduire les émissions nocives. La réduction des émissions de CO_2 qui dépendent de la quantité de combustibles fossiles remplacés directement ou indirectement. Les avantages politiques et économiques sont associés aux économies potentielles de coûts énergétiques et à la possibilité d'améliorer la sécurité énergétique en réduisant les importations d'énergie, tout en créant plus d'emplois locaux liés à la fabrication, la commercialisation, l'installation et la maintenance des systèmes solaires thermiques. En ce qui concerne les coûts énergétiques et les économies potentielles, il y a trois principaux aspects à considérer qui ont un impact plus important sur les coûts comparables de l'énergie produite par un système solaire thermique. Ce sont le coût initial du système, la durée de vie du système et les performances du système.

L'originalité du travail mené par rapport aux travaux existants est due au fait que nous avons traité le cas de l'utilisation d'une source d'énergie intermittente, énergie solaire thermique, dans le séchage des matériaux argileux qui est un processus complexe dans lequel le transfert de chaleur et

d'humidité se produisent simultanément. Le processus de transfert d'énergie et de masse se produit à l'intérieur et à la surface du matériau ce qui nécessite une modélisation particulière pour chaque type de matériau. En plus du changement de la teneur en humidité et de la température d'un matériau, d'autres processus peuvent modifier le matériau pendant le séchage des tuiles ou briques d'argiles (distribution non homogène de la température et de l'humidité à l'intérieur du séchoir, mode de séchage, etc) si les conditions de séchage requises (température d'air, humidité d'air, et vitesse/flux d'air) ne sont pas respectées et contrôlées soigneusement. Le contrôle rigoureux des paramètres de séchage passe par la modélisation précise des différents composants du système de séchage considéré. Pour achever cet objectif, nous avons utilisé une technique de modélisation particulière sous le logiciel TRNSYS qui consiste à coupler les différents composants du système solaire (Types TRNSYS) aux modèles externes sous Matlab relatifs à l'échangeur de chaleur à flux croisés et le matériau d'argile à sécher.

La première partie de ce travail (Chapitre I) a été consacrée à l'évaluation du besoin en termes de génération d'air chaud pour différents processus dans le secteur industriel comme le chauffage, le séchage et le durcissement. Ceci nous a permis de montrer que la diversité de configurations et modes de génération de chaleur offertes par les différentes technologies de systèmes solaires thermiques joue un rôle important dans l'intégration de cette source d'énergie dans les opérations industrielles nécessitant de l'air chaud. De plus, nous avons également illustré que la large gamme de températures requises par les différents processus industriels représente un grand potentiel d'intégration de cette source renouvelable.

Le chapitre II s'est intéressé à la description et à la modélisation de l'échangeur de chaleur à flux croisés sur la base des hypothèses de fonctionnement. La modélisation a été faite pour deux types d'échangeurs

représentant deux niveau de performances différents à savoir, les échangeurs à tubes sans ailettes et les échangeurs de chaleurs avec ailettes. De plus, une validation des modèles proposés a été effectuée à travers des résultats d'expériences antérieures (dans le cas d'un échangeur sans ailettes) et des tests expérimentaux sur bon d'essai d'échangeurs (dans le cas des échangeurs avec ailettes). Ainsi, nous avons montré la fiabilité des modèles proposés et des simulations effectuées et obtenu un outil pour procéder à l'optimisation des performances de l'échangeur de chaleur selon les conditions de fonctionnement requises dans le séchage des matériaux argileux.

Le chapitre III a été consacré à l'analyse et l'optimisation de la conception des deux types d'échangeurs de chaleur étudiés dans l'objectif de réduire le coût relativement élevé de la conversion de l'énergie solaire en énergie thermique utile et par conséquent améliorer l'efficacité du système de séchage solaire. En se basant sur la maximisation de l'indice d'évaluation des performances de l'échangeur, Il a été montré que la configuration optimale offre un critère d'évaluation des performances de 19,29 ce qui représente une amélioration de 53,21% par rapport à celui obtenu par la configuration de base qui ne dépasse pas les 12,53. De plus, la simulation dynamique des performances thermiques annuelles du système de séchage solaire industriel complet a montrée que l'utilisation d'un échangeur de chaleur dont la configuration est optimale peut augmenter la température de sortie d'air de plus de 16% et contribue par conséquent aux économies d'énergie en améliorant l'efficacité de l'ensemble du système.

Le chapitre IV a présenté une méthodologie approfondie pour la conception et l'optimisation techno-économique de tous les composants d'un système de séchage des tuiles d'argile à partir de l'énergie solaire thermique. L'angle d'inclinaison, le débit de l'eau dans le champ solaire, la surface du champ solaire ainsi que le volume de stockage sont les paramètres considérés lors

de cette optimisation. Suite à l'analyse du coût de cycle de vie du système, nous avons conclu que le design optimal du système offre une fraction solaire moyenne annuelle d'environ 69% ce qui permet d'assurer une économie annuelle du coût de cycle de vie de 9770 USD et une économie d'énergie brute de 218,16 MWh. Finalement, l'optimisation de ce système de séchage a offert une réduction de 10,6% du coût d'investissement initial avec un temps de retour de moins de 6 ans et une augmentation de 7,6% dans l'économie annuelle du coût de cycle de vie (ALCS) ainsi qu'une réduction des gaz à effet de serre équivalent CO_2 d'environ 51,92 tonnes par an.

Le chapitre V a exploré la possibilité d'étendre le déploiement du système de production de chaleur étudié au processus de chauffage des bâtiments tertiaires. Les résultats de l'analyse des performances thermiques ont montré que le système de production de chaleur solaire considéré est capable de compenser les déperditions thermiques des bâtiments et d'assurer une température de confort de 20°C pour les différentes catégories de bâtiments du secteur tertiaire d'un volume de 750 m^3 (Adminisration publiques et écoles, Hôtels et Hopitaux). Aussi, il a été montré que le dimensionnement du système diffère d'un cas à l'autre, il dépend de la puissance thermique requise et de la période de chauffe considérée. Ceci a également montré que les systèmes de chauffage utilisant des capteurs solaires thermiques peuvent présenter une option intéressante dans de nombreuses conditions climatiques et doivent toujours être considérés comme une alternative dans la phase de planification d'un projet de construction.

Les modèles ainsi que les méthodes d'optimisation présentés dans cette étude nous ont permis, d'une part, de mettre en évidence la faisabilité du système étudié et, d'autre part, de trouver les paramètres assurant un fonctionnement optimal. Toutefois, des pistes d'améliorations de ce travail existent.

En termes de perspectives, plusieurs pistes de poursuite de ces travaux sont envisageables.

Tout d'abord, il serait intéressant de poursuivre l'évaluation des performances et l'optimisation du système par une étude exergétique complète du séchoir solaire considéré. Cette analyse exergétique va nous renseigner, en particulier, sur la quantité d'exergie requise pour la production d'une quantité déterminée de chaleur et d'identifier les sources de destruction d'exergie dans le procédé de séchage, pour ensuite chercher à les réduire.

Une réflexion peut également être envisagée sur l'utilisation des systèmes de stockage avec matériaux à changement de phase (MCP) ce qui permettra de réduire la capacité de stockage requises, diminuer la contribution de la source d'appoint et par conséquent améliorer les performances du système de séchage.

Enfin, les études existantes dans la littérature ne traitent pas le cas d'un système de séchage des matériaux argileux et la construction d'un prototype du système modélisé pourrait être envisagée pour pouvoir valider les résultats de simulation et donner à ce travail un intérêt accru.

En termes de valorisation des travaux de recherche menés dans le cadre de cette thèse, nous avons produit les papiers ci-dessous et un article de revue est en rédaction pour valoriser les derniers résultats.

[1] Bououd, Mahmoud, Abdellah Mechaqrane, Karolis Janusevicius, and Vytautas Martinaitis. 2019. 'Industrial Solar Drying System: Modeling and Design Optimization of Plate Slotted Fin-and-Tube Heat Exchanger'. International Journal of Renewable Energy Research (IJRER) 9 (2): 624–38.

[2] Bououd, M., O. Hachchadi, K. Janusevicius, A. Mechaqrane, and V. Martinaitis. 2018. 'Energy Performance of a Clay Tiles Solar Drying System'. In AIP Proceeding Vol. 2056, No. 1, page 020014.

[3] Bououd, M, O Hachchadi, and A Mechaqrane. 2018. 'Plate Flat Finned Tubes Heat Exchanger: Heat Transfer and Pressure Drop Modeling'. IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 161 (June).

[4] Bououd, M., O. Hachchadi, K. Janusevicius, V. Martinaitis, and A. Mechaqrane. 2018. 'Solar Air Heating System: Design and Dynamic Simulation'. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 353 (May): 012004.

[5] M. BOUOUD, A. MECHAQRANE, 2017. "Concentration Solar Dryer Water-to-Air Heat Exchanger: Modeling and Parametric Studies". International Journal of Hydrogen Energy 42, 8631-8643.

[6] Hachchadi, Oussama, Mahmoud Bououd, and Abdellah Mechaqrane. 2018. 'Numerical Investigation of a Solar PVT Air Collector Used for Preheating the Ventilating Air in Tertiary Building under the Climatic Conditions of Fez, Morocco'. AIP Proceeding, Vol 2056, 020022.

[7] Hachchadi, Oussama, Mahmoud Bououd, and Abdellah Mechaqrane. 2020. 'Performance Analysis of Photovoltaic-Thermal Air Collectors Combined with a Water to Air Heat Exchanger for Renewed Air Conditioning in Building'. Environmental Science and Pollution Research.

[8] M. BOUOUD, A. MECHAQRANE, 2017. "Study, Analysis and Prototype Design of an Industrial Solar Dryer". Abstract review of the 2nd International Conference on Information Technology for Organization Development, Fez, Morocco. ISBN: 978-9954-37-151-0

[9] M. BOUOUD, A. MECHAQRANE, 2017. "Modeling and parametric studies of a fin-and- tube heat exchanger of an industrial solar dryer". Proceeding of the "2ème Colloque franco-marocain sur les Energies Renouvelables et leur intégration aux réseaux de transport et de distribution". Fez, Morocco

[10] M. BOUOUD, A. MECHAQRANE, 2016. "Study, Modeling and Simulation of the Pressure Drop Across Water-to-Air Heat Exchanger of a Concentration Solar Dryer". Proceeding of the First International Conference on Solar Energy & Materials. Marrakech, Morocco.

[11] M. BOUOUD, A. MECHAQRANE, 2015. "Échangeur de chaleur fluide-air d'un séchoir solaire industriel : Modélisation et Simulation.". Proceeding of the 3rd International Conference in Renewable Energies. Sousse, Tunisia.

[12] M. BOUOUD, A. MECHAQRANE, 2015. "Comparaison des Performances Thermiques de Deux échangeurs de Chaleur Fluide-Air". Proceeding of the 12th Maghreb Days of Material Sciences. Fez, Morocco.

[13] M. BOUOUD, A. MECHAQRANE, 2015. "Conception et Modélisation d'un concentrateur solaire parabolique". Proceeding of the 12th Maghreb Days of Material Sciences. Fez, Morocco.

Bibliographie

AEE Intec. (2019). *Solar Heat worlwilde*.

Akoy, E.-A. O. M., Ismail, M. A., Ahmed, E.-F. A., & Lücke, W. (2006). *Design and Construction of A Solar Dryer for Mango Slices*.

Allouhi, A., Agrouaz, Y., Benzakour Amine, M., Rehman, S., Buker, M. S., Kousksou, T., Jamil, A., & Benbassou, A. (2017). Design optimization of a multi-temperature solar thermal heating system for an industrial process. *Applied Energy*, *206*, 382‑392. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.08.196

AMEE. (2017). *Efficacité énergétique dans le secteur de l'industrie*. https://www.amee.ma/fr/expertise/industrie

Bala, B. K., Mondol, M. R. A., Biswas, B. K., Das Chowdury, B. L., & Janjai, S. (2003). Solar drying of pineapple using solar tunnel drier. *Renewable Energy*, *28*(2), 183‑190. https://doi.org/10.1016/S0960-1481(02)00034-4

Bejan, A. (2013). *Convection heat transfer* (4. ed). Wiley.

Belessiotis, V., & Delyannis, E. (2011). Solar drying. *Solar Energy*, *85*(8), 1665–1691. https://doi.org/10.1016/j.solener.2009.10.001

Ben Gravely. (2015). *A (Very) Brief History of Solar Energy*. https://www.solarthermalworld.org/sites/gstec/files/story/2015-05-31/holocene_-_solar_thermal_systems.pdf

Bennamoun, L., & Belhamri, A. (2003). Design and simulation of a solar dryer for agriculture products. *Journal of Food Engineering*, *59*(2‑3), 259‑266. https://doi.org/10.1016/S0260-8774(02)00466-1

Bergman, T. L. (Éd.). (2011a). *Introduction to heat transfer* (6th ed). Wiley.

Bergman, T. L. (Éd.). (2011b). *Introduction to heat transfer* (6th ed). Wiley.

Bergman, Theodore L., Incropera, F. P., DeWitt, D. P., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons.

Bernier Jacques. (2004). *La pompe à chaleur*.

Bououd, M., Hachchadi, O., Janusevicius, K., Martinaitis, V., & Mechaqrane, A. (2018). Solar air heating system : Design and dynamic simulation. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, *353*, 012004. https://doi.org/10.1088/1757-899X/353/1/012004

Bououd, M., Hachchadi, O., Janusevicius, K., Mechaqrane, A., & Martinaitis, V. (2018). *Energy performance of a clay tiles solar drying system*. 020014. https://doi.org/10.1063/1.5084987

Bououd, M, Hachchadi, O., & Mechaqrane, A. (2018). Plate flat finned tubes heat exchanger : Heat transfer and pressure drop modeling. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, *161*, 012001. https://doi.org/10.1088/1755-1315/161/1/012001

Bououd, Mahmoud, & Mechaqrane, A. (2017). Concentration solar dryer water-to-air heat exchanger : Modeling and parametric studies. *International Journal of Hydrogen Energy*, *42*(13), 8631‑8643. https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2016.06.031

Bououd, Mahmoud, Mechaqrane, A., Janusevicius, K., & Martinaitis, V. (2019). Industrial Solar Drying System : Modeling and Design Optimization of Plate Slotted Fin-and-Tube Heat Exchanger. *International Journal of Renewable Energy Research (IJRER)*, *9*(2), 624‑638. https://ijrer.com/index.php/ijrer/article/view/9132

Boutaghriout, B. (2016). Theoretical and experimental investigation of solar heat potential at low temperatures : Towards large scale integration in the agro food sector. *International Journal of Renewable Energy Research (IJRER)*, *6*(1), 343‑349. https://ijrer.org/ijrer/index.php/ijrer/article/view/3085

Brief. www.irena.org/Publications

Chapas, R. B., & Colwell, J. A. (2007). *Industrial Technologies Program Research Plan for Energy-Intensive Process Industries*. Pacific Northwest National Lab. (PNNL), Richland, WA (United States). https://doi.org/10.2172/1218715

Chow, T., Bai, Y., Fong, K. F., & Lin, Z. (2012). *Analysis of a solar assisted heat pump system for indoor swimming pool water and space heating*. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.05.058

Crank, J., & Crank, E. P. J. (1979). *The Mathematics of Diffusion*. Clarendon Press.

CSTC, C. S. et technique de la construction. (2006). *Performance énergétique des bâtiments*. *9*.

Datagroup, E. (2019). *Industrial Process Furnaces & Ovens World Summary : Product Values & Financials by Country*. Independently Published.

Deshmukh, Y. V. (2005). *Industrial Heating : Principles, Techniques, Materials, Applications, and Design*. CRC Press.

Duffie, J. A., & Beckman, W. A. (2013). *Solar engineering of thermal processes* (4. ed). Wiley.

Efremov, G., & Kudra, T. (2004). Calculation of the Effective Diffusion Coefficients by Applying A Quasi-Stationary Equation for Drying Kinetics.

Drying Technology, *22*(10), 2273‑2279. https://doi.org/10.1081/DRT-200039993

El-Sebaii, A. A., & Shalaby, S. M. (2012). Solar drying of agricultural products : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *16*(1), 37‑43. https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.07.134

EPA. (2014). *Emission Factors for Greenhouse Gas Inventories*.

Fadhel, A., Charfi, K., Balghouthi, M., & Kooli, S. (2018). Experimental investigation of the solar drying of Tunisian phosphate under different conditions. *Renewable Energy*, *116*, 762‑774. https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.10.025

Ferreira, A. G., Gonçalves, L. M., & Maia, C. B. (2014). Solar drying of a solid waste from steel wire industry. *Applied Thermal Engineering*, *73*(1), 104‑110. https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.07.047

Gina Penu. (2013). *La thermique du bâtiment en 36 fiches-outils*.

Haaland, S. E. (1983). Simple and Explicit Formulas for the Friction Factor in Turbulent Pipe Flow. *Journal of Fluids Engineering*, *105*(1), 89. https://doi.org/10.1115/1.3240948

Hajabdollahi, H., Ahmadi, P., & Dincer, I. (2011a). Multi-objective optimization of plain fin-and-tube heat exchanger using evolutionary algorithm. *Journal of thermophysics and heat transfer*, *25*(3), 424‑431.

Hajabdollahi, H., Ahmadi, P., & Dincer, I. (2011b). Thermoeconomic optimization of a shell and tube condenser using both genetic algorithm and particle swarm. *International journal of refrigeration*, *34*(4), 1066‑1076.

Hasanuzzaman, M., Rahim, N. A., Hosenuzzaman, M., Saidur, R., Mahbubul, I. M., & Rashid, M. M. (2012). Energy savings in the combustion based process

heating in industrial sector. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *16*(7), 4527‑4536. https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.05.027

Holman, J. P. (2010). *Heat transfer* (10th ed). McGraw Hill Higher Education.

Hossain, M. A., & Bala, B. K. (2007). Drying of hot chilli using solar tunnel drier. *Solar Energy*, *81*(1), 85‑92. https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.06.008

Hsieh, C.-T., & Jang, J.-Y. (2012). Parametric study and optimization of louver finned-tube heat exchangers by Taguchi method. *Applied Thermal Engineering*, *42*, 101‑110.

Hubackova, A., Kucerova, I., Chrun, R., Chaloupkova, P., & Banout, J. (2014). Development of Solar Drying Model for Selected Cambodian Fish Species. *The Scientific World Journal*, *2014*, 1‑10. https://doi.org/10.1155/2014/439431

IEA. (2010). *IEA Database, 2010*.

IEA. (2017). *IEA Database, 2017*.

IEA. (2019a). *Renewables 2019*. https://www.iea.org/reports/renewables-2019

IEA. (2019b). *World Energy Model*. https://www.iea.org/reports/world-energy-model

IEA SHC. (2016). *Solar Process Heat for Production and Advanced Applications*.

IEA SHC. (2018). *2018 Annual Report*. https://www.iea-shc.org/Data/Sites/1/publications/IEA-SHC-Annual-Report-2018.pdf

IRENA. (2015). *Solar Heat for Industrial Processes : Technology* 0123972705000078

Jang, J.-Y., Hsu, L.-F., & Leu, J.-S. (2013). Optimization of the span angle and location of vortex generators in a plate-fin and tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *67*, 432‑444.

Kalogirou, S. (2003). The potential of solar industrial process heat applications. *Applied Energy*, *76*(4), 337‑361. https://doi.org/10.1016/S0306-2619(02)00176-9

Kalogirou, S. A. (2013). *Solar energy engineering : Processes and systems*. Academic Press.

Kalogirou, S. A. (2014). Chapter 7—Industrial Process Heat, Chemistry Applications, and Solar Dryers. In S. A. Kalogirou (Éd.), *Solar Energy Engineering (Second Edition)* (p. 397‑429). Academic Press. http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B978 ADEME. (2017). *Les Procédés de séchage dans l'industrie*. ADEME. https://www.ademe.fr/procedes-sechage-lindustrie

Karathanos, V. T., & Belessiotis, V. G. (1997). Sun and artificial air drying kinetics of some agricultural products. *Journal of Food Engineering*, *31*(1), 35‑46. https://doi.org/10.1016/S0260-8774(96)00050-7

Keey, R. B. (2013). *Drying : Principles and Practice*. Elsevier.

Khan, W. A., Culham, J. R., & Yovanovich, M. M. (2006). Convection heat transfer from tube banks in crossflow : Analytical approach. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *49*(25‑26), 4831‑4838. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2006.05.042

Khouzam, K. (2009). *Developing a solar drying machine foragricultural products*. Yumpu.Com. https://www.yumpu.com/en/document/view/34915443/developing-a-solar-drying-machine-for-agricultural-products

Klein, S. A., Beckman, W. A., & Duffie, J. A. (1976). A design procedure for solar heating systems. *Solar Energy*, *18*(2), 113–127. https://doi.org/10.1016/0038-092X(76)90044-X

Kong, Y. Q., Yang, L. J., Du, X. Z., & Yang, Y. P. (2016a). Effects of continuous and alternant rectangular slots on thermo-flow performances of plain finned tube bundles in in-line and staggered configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *93*, 97–107. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.10.008

Kong, Y. Q., Yang, L. J., Du, X. Z., & Yang, Y. P. (2016b). Air-side flow and heat transfer characteristics of flat and slotted finned tube bundles with various tube pitches. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *99*, 357–371. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2016.04.002

Kottek, M., Grieser, J., Beck, C., Rudolf, B., & Rubel, F. (2006). World Map of the Köppen-Geiger climate classification updated. *Meteorologische Zeitschrift*, *15*(3), 259–263. https://doi.org/10.1127/0941-2948/2006/0130

Kowalski, S. J., & Pawłowski, A. (2011). Energy consumption and quality aspect by intermittent drying. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, *50*(4), 384–390. https://doi.org/10.1016/j.cep.2011.02.012

Kreith, F. (2011). *Principles of Heat Transfer*. Wadsworth Cengage Learing.

Kudra, T., & Mujumdar, A. S. (2009). *Advanced Drying Technologies*. CRC Press.

Kumar, M., Sansaniwal, S. K., & Khatak, P. (2016). Progress in solar dryers for drying various commodities. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *55*, 346–360. https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.158

Lee, G. H. (2013). A Study for the Use of Solar Energy for Agricultural Industry—Solar Drying System Using Evacuated Tubular Solar Collector and

Auxiliary Heater -. *Journal of Biosystems Engineering*, *38*(1), 41‑47. https://doi.org/10.5307/JBE.2013.38.1.041

Lemouedda, A., Breuer, M., Franz, E., Botsch, T., & Delgado, A. (2010). Optimization of the angle of attack of delta-winglet vortex generators in a plate-fin-and-tube heat exchanger. *International journal of heat and mass transfer*, *53*(23‑24), 5386‑5399.

Li, H., Wang, H., Yao, M., Zhang, L., Gu, H., & Nie, J. (2015). PIV and thermal-vision experimental and numerical investigation on the airside performance of slotted fin surfaces. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *82*, 568‑580. https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.11.039

Lima, T. P., Dutra, J. C. C., Primo, A. R. M., Rohatgi, J., & Ochoa, A. A. V. (2015). Solar water heating for a hospital laundry : A case study. *Solar Energy*, *122*, 737‑748. https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.10.006

Liu, M., Wang, S., & Li, K. (2015). Study of the Solar Energy Drying Device and Its Application in Traditional Chinese Medicine in Drying. *International Journal of Clinical Medicine*, *06*(04), 271‑280. https://doi.org/10.4236/ijcm.2015.64034

Loomans, M. M., & Visser, H. H. (2002). *Application of the genetic algorithm for optimisation of large solar hot water systems*. https://doi.org/10.1016/S0038-092X(02)00020-8

MASEN. (2016). *Atlas de la ressource solaire au Maroc* [Map]. https://solaratlas.masen.ma/about#masen-meteo-stations

McCormick, P. Y. (1973). *Chemical Engineering Handbook*. McGraw.

Mehrdadi, N., Nasrabadi, T., Hoveydi, H., & Joshi, S. G. (2007). *Aplication of solar energy for drying of sludge from pharmaceutical industrial waste water and probable reuse*.

Moffat, R. J. (1988). Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *1*(1), 3‑17. https://doi.org/10.1016/0894-1777(88)90043-X

Montero, I., Miranda, M., Sepúlveda, F., Arranz, J., Rojas, C., & Nogales, S. (2015). Solar Dryer Application for Olive Oil Mill Wastes. *Energies*, *8*(12), 14049‑14063. https://doi.org/10.3390/en81212415

Mujumdar, A. S. (1987). *Advances in drying* (Vol. 4). CRC Press.

Mujumdar, A. S. (2014). *Handbook of Industrial Drying, Fourth Edition*. CRC Press.

Mustayen, A. G. M. B., Mekhilef, S., & Saidur, R. (2014). Performance study of different solar dryers : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *34*, 463–470. https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.03.020

Notton, G., Motte, F., Cristofari, C., & Canaletti, J.-L. (2014). *Performances and Numerical Optimization of a Novel Thermal Solar Collector for Residential Building*. https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.01.061

Pacheco-Vega, A., Sen, M., & Yang, K. T. (2003). Simultaneous determination of in-and over-tube heat transfer correlations in heat exchangers by global regression. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *46*(6), 1029‑1040.

Pacheco-Vega, A., Sen, M., Yang, K. T., & McClain, R. L. (2001). Correlations of fin-tube heat exchanger performance data using genetic algorithms, simulated annealing and interval methods. *ASME-PUBLICATIONS-HTD*, *369*, 143‑152.

Padovan, R., & Manzan, M. (2014). *Genetic optimization of a PCM enhanced storage tank for Solar Domestic Hot Water Systems*. https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.12.034

Patel Amit. (2012). *EXPERIMENTAL INVESTIGATION AND PERFORMANCE SIMULATION OF HOT AIR GENERATION SYSTEM USING PRODUCER GAS AS FUEL INSTEAD OF LIGHT DIESEL OIL TO DETERMINE THERMAL PERFORMANCE DE–RATING FACTOR (Part I)*. https://doi.org/10.13140/RG.2.1.1533.1040

Pirasteh, G., Saidur, R., Rahman, S. M. A., & Rahim, N. A. (2014). A review on development of solar drying applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *31*, 133‑148. https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.11.052

Pochet, L. (2017). *Nouvelle Mécanique Industrielle : Les Machines a Vapeur, a Air Chaud, a Gaz, a Air Comprimé, Les Injecteurs a Vapeur, La Nouvelle Contre-Vapeur, Les Chaudières a Vapeur, Nouvelles Tables Pratiques (Classic Reprint)*. Fb&c Limited.

Prakash, O., & Kumar, A. (Éds.). (2017). *Solar Drying Technology*. Springer Singapore. https://doi.org/10.1007/978-981-10-3833-4

Probst, M. C. M., & Roecker, C. (2011). *Architectural Integration and Design of Solar Thermal Systems*. EPFL Press.

Quénard, D. (2017). Buildings : The new energy nexus. *Comptes Rendus Physique*, *18* (7‑8), 415‑427. https://doi.org/10.1016/j.crhy.2017.10.012

Raja, B. D., Jhala, R. L., & Patel, V. (2017a). Many-objective optimization of cross-flow plate-fin heat exchanger. *International Journal of Thermal Sciences*, *118*, 320‑339.

Raja, B. D., Jhala, R. L., & Patel, V. (2017b). Many-objective optimization of shell and tube heat exchanger. *Thermal Science and Engineering Progress*, *2*, 87‑101.

Raja, B. D., Patel, V., & Jhala, R. L. (2017). Thermal design and optimization of fin-and-tube heat exchanger using heat transfer search algorithm. *Thermal*

Science and Engineering Progress, *4*, 45‑57.

Romero-Méndez, R., Sen, M., Yang, K. T., & McClain, R. (2000). Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *43*(1), 39‑51.

Saechan, P., & Wongwises, S. (2008). Optimal configuration of cross flow plate finned tube condenser based on the second law of thermodynamics. *International Journal of Thermal Sciences*, *47*(11), 1473‑1481.

Sanae, E. O., & Ahmed, B. (2018). Analyse Économique Du Secteur Industriel Au Maroc. *European Scientific Journal, ESJ*, *14*(7), 168. https://doi.org/10.19044/esj.2018.v14n7p168

Sawhney, R., Thakur, K., Venkatesan, B., Ji, S., Upreti, G., & Sanseverino, J. (2014). *Empirical analysis of the solar incentive policy for Tennessee solar value chain*. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.06.047

Sayigh, A. A. M. (2012). *Solar energy engineering*. Elsevier.

Schlunder, E. U. (1982). *Handbook of Heat Exchange Design*. Hemisphere, New York.

Shah, R. K., & Sekulić, D. P. (2003). *Fundamentals of heat exchanger design*. Wiley.

Shariah, A., Al-Akhras, M.-A. H., & Al-Omari, I. A. (2002). *Optimizing the tilt angle of solar collectors*. https://doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00106-9

Sharma, A. K., Sharma, C., Mullick, S. C., & Kandpal, T. C. (2017). Solar industrial process heating : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *78*, 124‑137. https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.04.079

SHC. (2018). *SHIP Plants—IEA Task 49* [Map].

Singh, V., Abdelaziz, O., Aute, V., & Radermacher, R. (2011). Simulation of air-to-refrigerant fin-and-tube heat exchanger with CFD-based air propagation. *International journal of refrigeration*, *34*(8), 1883‑1897.

Sloan, C. E. (1967). Drying systems and equipment. *Chem. Eng*, *74*(14), 169‑200.

Szabo, L. (2017). The history of using solar energy. *2017 International Conference on Modern Power Systems (MPS)*, 1‑8. https://doi.org/10.1109/MPS.2017.7974451

Tahseen, T. A., Ishak, M., & Rahman, M. M. (2015). An overview on thermal and fluid flow characteristics in a plain plate finned and un-finned tube banks heat exchanger. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *43*, 363–380. https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.10.070

Tang, L. H., Zeng, M., & Wang, Q. W. (2009). Experimental and numerical investigation on air-side performance of fin-and-tube heat exchangers with various fin patterns. *Experimental Thermal and Fluid Science*, *33*(5), 818‑827.

Thekdi, A. C. (2007). *Waste Heat to Power Economic Tradeoffs and Considerations*.

US DOE. (2004). *Improving Process Heating System Performance : A Sourcbook for Industry*. EERE Publication and Product Library. https://www.osti.gov/biblio/1216065-improving-process-heating-system-performance-sourcbook-industry

van der Zanden, A. J. J., & de Wit, M. H. (2012). A Procedure to Measure the Diffusion Coefficient of Water in Brick as a Function of the Water Concentration. *Drying Technology*, *30*(5), 526‑534. https://doi.org/10.1080/07373937.2011.648782

Vasić, M., Grbavčić, Ž., & Radojević, Z. (2014). Determination of the moisture diffusivity coefficient and mathematical modeling of drying. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, *76*, 33‑44. https://doi.org/10.1016/j.cep.2013.12.003

Verein Deutscher Ingenieure (Éd.). (2010). *VDI heat atlas* (2. ed). Springer.

Wang, C.-C., & Chi, K.-Y. (2000). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I : New experimental data. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *43*(15), 2681‑2691. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00332-4

Wang, C.-C., Chi, K.-Y., & Chang, C.-J. (2000). Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II : Correlation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *43*(15), 2693‑2700. https://doi.org/10.1016/S0017-9310(99)00333-6

Wang, C.-C., Fu, W. L., & Chang, C. T. (1997). Heat transfer and friction characteristics of typical wavy fin-and-tube heat exchangers. *Experimental thermal and fluid science*, *14*(2), 174‑186.

Wang, Y., He, Y.-L., Mei, D.-H., & Tao, W.-Q. (2011). Optimization design of slotted fin by numerical simulation coupled with genetic algorithm. *Applied Energy*, *88*(12), 4441‑4450. https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2011.05.030

Wang, Z. (2019). *Design of Solar Thermal Power Plants*. Elsevier Science.

Wu, Z., Ding, G., Wang, K., & Fukaya, M. (2008). Application of a genetic algorithm to optimize the refrigerant circuit of fin-and-tube heat exchangers for maximum heat transfer or shortest tube. *International Journal of Thermal Sciences*, *47*(8), 985‑997.

Xie, G. N., Chen, Q. Y., Tang, L. H., Zeng, M., & Wang, Q. W. (2005). Thermal

design and comparison of two fin-and-tube heat exchangers. *Proceedings of 2nd Chinese Heat Transfer Technology*, 8‑11.

Xie, G. N., Sundén, B., & Wang, Q. W. (2008). Optimization of compact heat exchangers by a genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, *28*(8‑9), 895‑906.

Xie, G., Wang, Q., & Sunden, B. (2008). Application of a genetic algorithm for thermal design of fin-and-tube heat exchangers. *Heat Transfer Engineering*, *29*(7), 597‑607.

Yang, D.-K., Lee, K.-S., & Song, S. (2006). Fin spacing optimization of a fin-tube heat exchanger under frosting conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, *49*(15‑16), 2619‑2625.

Yataganbaba, A., & Kurtbaş, İ. (2016). A scientific approach with bibliometric analysis related to brick and tile drying : A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, *59*, 206‑224. https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.12.357

Yuan, G., Hong, L., Li, X., Xu, L., Tang, W., & Wang, Z. (2015). Experimental Investigation of a Solar Dryer System for Drying Carpet. *Energy Procedia*, *70*, 626‑633. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.02.170

Zanden, A. J. J. van der, & Aghaei, A. (2009). Determination of the Diffusion Coefficient of Water in Brick with a Simple Mass Distribution Technique. *Drying Technology*, *27*(3), 393‑402. https://doi.org/10.1080/07373930802682981

Zhou, J., & Tao, W. (2005). Three dimensional numerical simulation and analysis of the airside performance of slotted fin surfaces with radial strips. *Engineering Computations*, *22*(8), 940‑957. https://doi.org/10.1108/02644400510626497