



HAL
open science

Modélisation d'un habitat équipé d'une unité de climatisation par adsorption alimentée par une pompe à chaleur géothermique

Djanfar El-Maktoume

► **To cite this version:**

Djanfar El-Maktoume. Modélisation d'un habitat équipé d'une unité de climatisation par adsorption alimentée par une pompe à chaleur géothermique. Physique [physics]. Université de Perpignan; Université d'Antananarivo, 2023. Français. NNT : 2023PERP0003 . tel-04060429

HAL Id: tel-04060429

<https://theses.hal.science/tel-04060429v1>

Submitted on 6 Apr 2023

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour obtenir le grade de
Docteur

Délivré par
UNIVERSITE DE PERPIGNAN VIA DOMITIA

Préparée au sein de l'école doctorale 305 :
Energie et Environnement E²
Et de l'unité de recherche :
LAMPS-EA UPVD 4217

Spécialité :
Physique : Energie et environnement

en cotutelle avec

UNIVERSITE D'ANTANANARIVO

Ecole doctorale Physique et Applications
Spécialité : **Energétique**
Laboratoire Thermodynamique Thermique et
Combustion

Présentée par : **M. EL-MAKTOUME Djanfar**

Intitulée :

Modélisation d'un habitat équipé d'une unité de climatisation par adsorption alimentée par une pompe à chaleur géothermique

Soutenue le 13 mars 2023 devant le jury composé de :

M. Olivier VAUQUELIN, Professeur, IUSTI Université d'Aix-Marseille	Rapporteur
M. Nirinarison Jean RAZAFINJAKA, Professeur, Université Nord Antsiranana	Rapporteur
M. Pierre NEVEU, Professeur Laboratoire PROMES CNRS Perpignan	Examineur
M. Victor RAZAFINJATO, Professeur Titulaire, Université d'Antananarivo	Examineur
M. Xavier CHESNEAU, MCF HDR, Université de Perpignan	Directeur
Mme Zely Arivelo RANDRIAMANANTANY, Professeur, Université d'Antananarivo	Co-directeur
M. RAKOTOMALALA Minoson, Professeur, Université d'Antananarivo	Invité

*A Samna et Ilyana, merci pour votre patience,
A Maman, à Papa et à toute ma famille pour votre amour,*

REMERCIEMENTS

Cette thèse en cotutelle est le fruit d'une coopération scientifique et universitaire entre le Laboratoire de Modélisation Pluridisciplinaire et Simulations (LAMPS) de l'Université de Perpignan via DOMITIA (UPVD) en France et le Laboratoire Thermodynamique, Thermique et Combustion (LTTC) de l'Equipe d'Accueil Doctorale Physique du Globe, de l'Energie et de l'Environnement (EAD PGEE) de l'Ecole Doctorale Physique et Applications de l'Université d'Antananarivo (UA) à Madagascar. Elle a été financée à travers une bourse d'étude octroyée par l'Ambassade de France en Union Des Comores et plus particulièrement le Service de Coopération et d'Action Culturelle (SCAC) auquel nous adressons nos remerciements chaleureux. Du début jusqu'à sa finalisation, cette thèse est le fruit des travaux des trois années de recherche avec les concours de nombreuses personnes.

Aussi nous manifestons notre reconnaissance envers Monsieur Yvan AUGUET, Professeur et Président de l'Université de Perpignan Via DOMITIA (UPVD) et Monsieur RAVELOMANANA Mamy Raoul, Professeur Titulaire et Président de l'Université d'Antananarivo pour avoir favorisé la mise en place de cette cotutelle de thèse.

Nous remercions vivement Monsieur INGUIMBERT Nicolas, Professeur à l'UPVD et Directeur de l'Ecole Doctorale 305 Energie et Environnement et Monsieur RAVELOMANANTSOA Solofonirina, Professeur à l'Université d'Antananarivo et Directeur de l'Ecole Doctorale Physique et Applications, pour avoir accepté notre projet de thèse et pour avoir établi la convention de cotutelle.

Nous adressons notre profonde gratitude à Monsieur Xavier CHESNEAU, Maître de Conférences-HDR à l'UPVD et Madame RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo, Professeur Titulaire à l'Université d'Antananarivo pour avoir accepté de codiriger nos travaux de thèse malgré leurs lourdes tâches. Grâce à leur disponibilité, leurs encouragements et leurs conseils inestimables, nous avons pu les mener à terme dans des meilleures conditions. Le suivi continu de nos travaux a permis de les réaliser dans le délai imparti.

Que Monsieur Robert BROUZET, Directeur du LAMPS, y trouve nos remerciements chaleureux pour l'accueil qu'il nous a réservé au sein dudit Laboratoire et pour avoir mis à notre disposition toutes les ressources nécessaires à la réussite de nos travaux de recherche.

Nous adressons nos sincères remerciements aux endroits de Monsieur M. VAUQUELIN Olivier, Professeur à l'IUSTI Aix Université Marseille et Monsieur RAZAFINJAKA Nirinarison Jean, Professeur à l'Université Nord Antsiranana pour avoir accepté de rapporter notre mémoire de thèse de Doctorat tout en participant à son jury de soutenance.

Nous remercions chaleureusement Monsieur Belkacem ZEGHMATI, Professeur Titulaire à l'UPVD pour avoir prodigué des conseils et aides ayant contribué à la réalisation de nos travaux de thèse.

Nous adressons nos vifs remerciements à Messieurs NEVEU Pierre, Professeur au Laboratoire PROMES CNRS Perpignan et Razafinjato Victor, Professeur Titulaire à l'Université d'Antananarivo pour avoir accepté de faire partie des membres de jury de cette thèse en tant qu'Examineurs. Qu'ils soient infiniment remerciés pour leur participation.

J'exprime nos vifs remerciements aux Chercheurs et aux Membres des Personnels de l'Equipe du LAMPS et plus particulièrement à Joëlle, Michel et Sylvia pour leur accompagnement, leur sympathie durant nos trois années de recherche et pour nous avoir transmis leurs connaissances et savoir-faire ainsi qu'à ceux de l'Institut pour la Maîtrise de l'Energie (IME), du LTTC et de la Mention Physique et Applications de l'Université d'Antananarivo pour leur assistance pendant les années d'études marquées par l'élaboration de ce manuscrit.

J'adresse notre profonde gratitude à tous les membres de notre famille et à nos proches qui nous ont soutenus matériellement et moralement pendant les périodes difficiles. Nous sommes très reconnaissants envers leur compréhension.

Enfin, nos vifs remerciements vont aux endroits de ceux qui ont, de loin et de près, participé à la réalisation du présent mémoire de thèse de Doctorat.

TABLE DES MATIERES

TABLE DES MATIERES.....	i
LISTE DES FIGURES.....	iv
LISTE DES TABLEAUX.....	v
LISTE DES ABREVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES.....	vi
NOMENCLATURE.....	vii
INTRODUCTION GENERALE.....	1
I. ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE.....	5
Introduction.....	5
I.1. Contexte des bâtiments aux Comores.....	5
I.1.1. Situation géographique et analyse du climat.....	5
I.1.1.1. Position géographique.....	5
I.1.1.2. Analyse du climat.....	7
I.1.2. Historique de l'habitat.....	7
I.1.3. Typologie de l'habitat.....	8
I.1.3.1. Paillotes.....	8
I.1.3.2. Cases en tôle.....	9
I.1.3.3. Constructions en parpaing dur.....	9
I.1.4. Caractéristiques des matériaux utilisés.....	9
I.1.5. Problématique du secteur de l'habitat.....	11
I.1.5.1. Problème de confort thermique.....	11
I.1.5.2. Problème énergétique.....	12
I.1.5.3. Problème économique.....	12
I.1.5.4. Problème règlementaire.....	12
I.1.6. Climatisation passive.....	13
I.1.6.1. Différentes techniques de climatisation passive.....	13
I.1.6.2. Climatisation passive aux Comores.....	16
I.2. Etat de l'art sur l'énergie géothermique.....	17
I.2.1. Définition de la géothermie.....	17
I.2.2. Différents types de géothermie.....	17
I.2.3. Boucle géothermale.....	18
I.2.4. Techniques d'exploitation de l'énergie géothermique.....	18
I.2.4.1. Géocooling.....	19
I.2.4.2. Pompes à chaleur sur capteurs géothermiques.....	19
I.2.4.3. Fondations thermoactives.....	20
I.2.5. Caractéristiques d'une ressource géothermique.....	20
I.2.6. Potentiel géothermique national.....	21
Conclusion partielle.....	24
II. CLIMATISATION PAR POMPE A CHALEUR A ADSORPTION.....	25
Introduction.....	25
II.1. Généralités sur les pompes à chaleur à adsorption.....	25
II.1.1. Définition d'une pompe à chaleur.....	25
II.1.2. Définition de l'adsorption.....	27
II.1.3. Description d'une pompe à chaleur à adsorption.....	28
II.1.4. Cycle de base d'une pompe à chaleur à adsorption.....	29
II.1.4.1. Chauffage isostérique (1⇒2).....	31
II.1.4.2. Désorption isobarique (2⇒3).....	31
II.1.4.3. Refroidissement isostérique (3⇒4).....	31
II.1.4.4. Adsorption isobarique (4⇒1).....	31
II.1.5. Adsorbants.....	32
II.1.5.1. Caractéristiques de l'adsorbant.....	32

II.1.5.2.	Critères de choix de l'adsorbant	33
II.1.6.	Adsorbats	34
II.1.6.1.	Caractéristiques de l'adsorbant	34
II.1.6.2.	Critères de choix de l'adsorbant	35
II.1.7.	Choix du couple adsorbant/adsorbant	36
II.1.7.1.	Couple zéolithe/eau	36
II.1.7.2.	Couple charbon actif/méthanol	36
II.1.7.3.	Couple gel de silice/eau	37
II.1.7.4.	Couple charbon actif/ammoniac	37
II.1.7.5.	Couple zéolithe/méthanol	37
II.1.8.	Avantages et inconvénients d'une pompe à chaleur à adsorption	38
II.2.	Modélisation thermodynamique de l'adsorption	39
II.2.1.	Description thermodynamique de l'adsorption	39
II.2.2.	Modèles d'adsorption	40
II.2.2.1.	Modèles moléculaires	41
II.2.2.2.	Modèles phénoménologiques	43
II.2.3.	Chaleur isostérique d'adsorption	45
II.3.	Synthèse bibliographique	45
II.3.1.	Récupération de chaleur et de masse sur le lit adsorbant	46
II.3.2.	Amélioration des transferts de chaleur et de masse du lit adsorbant	48
II.3.3.	Amélioration de la thermodynamique du cycle intermittent	50
	Conclusion partielle	55
III.	MODELISATION D'UN HABITAT ÉQUIPÉ D'UNE UNITÉ DE CLIMATISATION PAR ADSORPTION	56
	Introduction	56
III.1.	Description globale du modèle	56
III.1.1.	Description physique de l'habitat	56
III.1.2.	Modèle du climatiseur par adsorption de notre étude	58
III.1.3.	Principe de fonctionnement	59
III.2.	Formulation mathématique du problème	59
III.2.1.	Choix du modèle du climatiseur par adsorption	59
III.2.1.1.	Choix du modèle de la cinétique	59
III.2.1.2.	Choix du modèle d'adsorption	61
III.2.2.	Hypothèses simplificatrices	62
III.2.3.	Equations de base	62
III.2.4.	Bilan des transferts de chaleur et de masse	64
III.2.4.1.	Bilan des transferts de chaleur et de masse pour l'unité de climatisation	64
III.2.4.2.	Bilan des transferts de chaleur au niveau de l'habitat	72
III.3.	Détermination des différents coefficients de transfert mis en jeu	91
III.3.1.	Coefficient de transfert par conduction	91
III.3.2.	Coefficients de transferts par convection	91
III.3.3.	Coefficients de transfert de chaleur par rayonnement	94
III.3.4.	Coefficient d'échange par renouvellement d'air	96
III.4.	Calcul des performances de l'unité de climatisation	96
III.4.1.	Coefficient de performance thermique du climatiseur	96
III.4.2.	Capacité frigorifique spécifique du climatiseur	98
III.5.	Conditions météorologiques	99
III.6.	Méthode de résolution du problème	99
III.6.1.	Discrétisation et résolution des équations	99
III.6.2.	Méthode de couplage	100

Conclusion partielle	100
IV. RESULTATS ET DISCUSSIONS.....	101
Introduction.....	101
IV.1. Simulations numériques des conditions climatiques.....	101
IV.1.1. Evolution du flux global horizontal et de la température ambiante.....	102
IV.1.2. Evolution des flux globaux incidents sur la toiture	103
IV.1.3. Evolution des flux globaux incidents sur les parois de l'enceinte habitable	104
IV.2. Étude numérique de l'unité de climatisation.....	105
IV.2.1. Validation du modèle	105
IV.2.1.1. Validation du modèle du capteur adsorbant	106
IV.2.1.2. Validation du modèle d'évaporateur et du condenseur	107
IV.2.1.3. Comparaison des performances du système avec celles de la littérature	108
IV.2.2. Simulations numériques du climatiseur	113
IV.2.2.1. Evolutions temporelles des paramètres du couple zéolithe/méthanol	113
IV.2.2.2. Influence des paramètres sur la température de la zéolithe	116
IV.3. Étude numérique de l'habitat	119
IV.3.1. Simulations numériques de l'habitat type classique	119
IV.3.1.1. Evolution temporelle des températures de la toiture	120
IV.3.1.2. Evolution de la température du faux plafond	124
IV.3.1.3. Evolutions temporelles des températures de l'enceinte habitable	125
IV.3.2. Étude numérique de l'habitat type couplé au climatiseur	128
IV.3.2.1. Evolution temporelle des températures internes de l'habitat climatisé.....	128
IV.3.2.2. Influence des paramètres physiques sur l'air intérieur de l'habitat	131
IV.3.2.3. Influence des paramètres météorologiques sur l'air intérieur de l'habitat.....	134
IV.3.2.4. Influence des paramètres d'échange sur l'air de l'habitat et l'évaporateur	137
Conclusion partielle	140
V. ETUDE DE FAISABILITÉ ECONOMIQUE DU CLIMATISEUR.....	142
Introduction.....	142
V.1. Modèles technico-économiques	142
V.1.1. Facteur d'actualisation	143
V.1.2. Evaluation du coût annualisé	143
V.1.2.1. Coût total annualisé	143
V.1.2.2. Coût annualisé de fonctionnement	143
V.1.2.3. Retour sur investissement	145
V.1.2.4. Bénéfice	145
V.2. Analyse économique des deux climatiseurs.....	146
V.2.1. Climatiseur classique.....	147
V.2.2. Climatiseur à adsorption.....	147
V.2.3. Comparaison des investissements	149
Conclusion partielle	149
CONCLUSION GENERALE	150
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	152
LISTE DES PUBLICATIONS	162
ANNEXES	163

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Carte géographique des Iles Comores.	6
Figure 2 : Sites des réserves géothermiques à Ngazidja,	22
Figure 3 : Représentation schématique du phénomène d'adsorption,.....	27
Figure 4 : Schéma d'une PAC à adsorption.	29
Figure 5 : Cycle de base d'une PAC à adsorption dans un diagramme de Clapeyron.	30
Figure 6 : Schéma des phases de fonctionnement du cycle frigorifique à adsorption,	30
Figure 7 : Allure générale des isothermes, isobares et isostères d'adsorption,.....	40
Figure 8 : Différents transferts au niveau du capteur adsorbent	65
Figure 9 : Schéma des transferts thermiques au niveau de l'habitat vu de la face Est	72
Figure 10 : Evolutions temporelles du flux global horizontal et de la température ambiante.	102
Figure 11 : Evolutions temporelles des flux global, direct et diffus sur une paroi horizontale.	103
Figure 12 : Profil temporel du flux global incident sur la toiture inclinée.	103
Figure 13 : Profils temporels des flux incidents sur les parois de l'habitat.	104
Figure 14 : Comparaison de notre cycle avec celui de la littérature.	107
Figure 15 : Validation du condenseur.	108
Figure 16 : Validation de l'évaporateur.	108
Figure 17 : Influence de la température d'évaporation sur les performances thermiques.	109
Figure 18 : Influence de la température d'adsorption sur les performances thermiques.	110
Figure 19 : Influence de la température de condensation sur les performances thermiques..	111
Figure 20 : Influence de la température de régénération sur les performances thermiques...	112
Figure 21 : Evolutions temporelles des températures des composantes du climatiseur.....	114
Figure 22 : Evolution temporelle de la masse sorbée.....	116
Figure 23 : Influence de la température d'entrée du fluide géothermique.	117
Figure 24 : Influence de la vitesse d'écoulement du fluide géothermique.....	118
Figure 25 : Influence de la conductivité thermique de la zéolithe.	118
Figure 26 : Profil temporel de la température de l'air intérieur de l'habitat.	120
Figure 27 : Profil temporel de la température de l'air comble de la toiture.	121
Figure 28 : Profil temporel de la température de la toiture inclinée Nord.	121
Figure 29 : Profil temporel de la température de la toiture inclinée Sud.	122
Figure 30 : Profil temporel de la température de la paroi Est de la toiture.	123
Figure 31 : Profil temporel de la température de la paroi Ouest de la toiture.	124
Figure 32 : Profil temporel de la température du faux plafond.	124
Figure 33 : Profils temporels de la température du mur Est de l'habitat.	125
Figure 34 : Profils temporels de la température du mur Sud de l'habitat.	126
Figure 35 : Profils temporels de la température du mur Ouest de l'habitat.	127
Figure 36 : Profils temporels de la température du mur Nord de l'habitat.	127
Figure 37 : Profils temporels de la température du plancher.	128
Figure 38 : Profils des températures de l'air intérieur de l'habitat avec et sans climatiseur..	129
Figure 39 : Profils des températures des murs verticaux de l'habitat.	130
Figure 40 : Profils des températures des faces intérieures horizontales avec et sans climatiseur.	130
Figure 41 : Effet du coefficient d'absorption du mur sur l'air intérieur de l'habitat.	132

Figure 42 : Effet de l'épaisseur des murs sur l'air intérieur de l'habitat.....	132
Figure 43 : Influence du taux de renouvellement d'air sur l'air intérieur de l'habitat.	133
Figure 44 : Influence du type de matériau sur l'air intérieur de l'habitat.	134
Figure 45 : Influence du flux maximal global sur l'air intérieur de l'habitat.....	135
Figure 46 : Influence de la température ambiante maximale sur l'air intérieur de l'habitat. .	136
Figure 47 : Influence de la température ambiante minimale sur l'air intérieur de l'habitat. .	137
Figure 48 : Influence du coefficient d'échange thermique sur l'air intérieur de l'habitat.	138
Figure 49 : Influence du coefficient d'échange thermique sur les parois de l'évaporateur. ..	138
Figure 50 : Influence de la surface d'échange sur l'air intérieur de l'habitat.	139
Figure 51 : Influence de la surface d'échange sur les parois de l'évaporateur.	140
Figure 52 : Schéma des isothermes	163

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Part des matériaux utilisés dans l'habitat aux Comores.....	10
Tableau 2 : Principales données géothermiques des réserves découvertes	24
Tableau 3 : Coefficient de performance des systèmes de refroidissement par PAC.....	26
Tableau 4 : Caractéristiques des principaux adsorbants.....	32
Tableau 5 : Principales caractéristiques des adsorbats	34
Tableau 6 : Propriétés thermo-physiques des matériaux.....	57
Tableau 7 : Paramètres principaux pour les simulations.....	105
Tableau 8 : Principaux paramètres de simulation pour l'habitat.....	119
Tableau 9 : Valeurs des termes $k_{i(1 \leq i \leq 5)}$ pour toutes les parois extérieures de l'habitat	171
Tableau 10 : Journées types	174
Tableau 11 : Données météorologiques sur la période (2009-2019)	174

LISTE DES ABREVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

ASECNA	Agence pour la Sécurité de la Navigation Aérienne en Afrique et à Madagascar
BET	BRUNAUER, EMMET ET TELLER
CDAA	Communauté de Développement d'Afrique Australe
COP	Coefficient de Performance
DA	DUBININ-ASTAKHOV
DR	DUBININ-RADUSHKEVICH
GES	Gaz à Effet de Serre
HQE	Haute Qualité Environnementale
INSEED	Institut National de la Statistique et des Etudes Economiques et Démographiques
LDF	<i>Linear Driving Force</i>
MOF	<i>Metal-Organic Framework</i>
PAC	Pompe A Chaleur
PNUD	Programme des Nations Unis pour le Développement
SCP	Puissance de refroidissement spécifique
SONELEC	Société Nationale d'ELectricité des Comores

NOMENCLATURE

Lettres latines		Indices	
A :	Constante d'équilibre de Langmuir	ads :	Adsorption
A_i :	Potentiel d'adsorption de Polanyi	airh :	Air habitat
B :	Bénéfice (USD)	amb :	Ambiant
C :	Constante caractéristique de l'adsorbat	c :	Cloison
c :	Chaleur volumique ($J.m^{-3} K^{-1}$)	cd :	Condenseur
C_{KWh}^0 :	Coût du kilowattheure (USD)	ce :	Face extérieure de la cloison
C_l :	Coût de la main d'œuvre (USD)	ci :	Face intérieure de la cloison
$C_{fonct,j}$:	Coût de fonctionnement année j (USD)	ciel :	Ciel
C_m :	Coût de maintenance année i (USD)	cond :	Condensation
$C_{maint,i}$:	Coût des matériaux (USD)	des :	Désorption
$C_{système}^T$:	Coût total d'acquisition (USD)	e :	Adsorbat
C_T :	Gain total annuel (USD)	ev :	Evaporateur
CF :	Coût total annualisé (USD)	eva :	Evaporation
C_p :	Chaleur spécifique ($J kg^{-1} K^{-1}$)	f :	Fluide
C_{pp} :	Chaleur spécifique à pression C^{te} ($J kg^{-1} K^{-1}$)	g :	Régénération
C_{pv} :	Chaleur spécifique à volume C^t ($J kg^{-1} K^{-1}$)	h :	Habitat
COP_{th} :	Coefficient de performance thermique	hair :	Air intérieur de l'habitat
d :	Taux d'actualisation (%)	he :	Mur Est
D :	Paramètre de Dubinin-Astakhov	heex :	Mur Est Extérieur
D_e :	Diffusivité effective (m^2/s)	hein :	Mur Est Intérieur
D_m :	Diamètre (m)	hn :	Mur Nord
D_o :	Facteur pré-exponentiel de la diffusivité	hnex :	Mur Nord Extérieur
E_a :	Energie d'activation (J)	hnin :	Mur Nord Intérieur
E_p :	Epaisseur (m)	ho :	Mur Ouest
$F_{i,j}$:	Facteur de forme entre i et j	hoex :	Mur Ouest Extérieur
$F_{p:sol}$:	Facteur de forme entre paroi et sol	hoin :	Mur Ouest Intérieur
FRC :	Taux de récupération du capital (%)	hs :	Mur Sud
Gr :	Nombre de Grashof	hsex :	Mur Sud Extérieur
h :	Coefficient de transfert ($W/m^2 K$)	hsin :	Mur Sud Intérieur
i_f :	Taux d'inflation (%)	m :	Mélange zéolithe/méthanol
i_{in} :	Taux d'intérêt (%)	max :	Maximum
k :	Constante caractéristique des pores	min :	Minimum
L_c :	Longueur caractéristique	p :	Paroi
L_{cd} :	Chaleur latente de condensation (J/kg)	pe :	Paroi extérieure
L_{ev} :	Chaleur latente d'évaporation (J/kg)	pi :	Paroi intérieure
m :	Masse (kg)	plch :	Plancher
m_o :	Masse d'adsorbat à l'équilibre (kg/kg)	plf :	Plafond
N :	Taux de renouvellement de l'air (h^{-1})	plinf :	Plafond inférieur
n :	Paramètre de Dubinin-Astakhov	plfsup :	Plafond supérieur
N_d :	Durée de l'emprunt (année)	sol :	Sol
Nu :	Nombre de Nusselt	t :	Toiture

P :	Pression (Pa)	tair :	Air toiture
P _{NVP} :	Valeur actuelle nette (USD)	te :	Toiture Est
Pr :	Nombre de Prandtl	teex :	Toiture Est extérieure
P _s :	Pression de saturation (Pa)	tein :	Toiture Est intérieure
PwF :	Facteur d'actualisation (%)	to :	Toiture Ouest
Q :	Quantité de chaleur (J)	toex :	Toiture Ouest extérieure
Q ₁ :	Chaleur sensible de l'adsorbant (kJ)	toin :	Toiture Ouest intérieure
Q ₂ :	Chaleur sensible de l'adsorbat (kJ)	tn :	Toiture Nord
Q ₃ :	Chaleur sensible des métaux (kJ)	tnex :	Toiture Nord extérieure
Q _{chaleur} :	Chaleur fournie à l'adsorbeur (kJ)	tnin :	Toiture Nord intérieure
Q _{ev} :	Quantité de froid à l'évaporateur (kJ/kg)	ts :	Toiture Sud
Q̇ :	Débit d'air échangé (m ³ /h)	tsex :	Toiture Sud extérieure
R :	Constante des gaz parfaits (J.mol ⁻¹ K ⁻¹)	tsin :	Toiture Sud intérieure
Ra :	Nombre de Rayleigh	z :	Zéolithe
R _e :	Nombre de Reynolds		
R _p :	Rayon des pores (m)	Lettres grecques	
RSI :	Retour sur investissement	α :	Diffusivité thermique (m ² /s)
S :	Surface (m ²)	α _i :	Coefficient d'absorption de la paroi d'indice i
SCP :	Puissance spécifique de refroidissement	β :	Coefficient de dilatation thermique (K ⁻¹)
T :	Température (K)	γ :	Elasticité unité marginale de consommation (%)
t :	Temps (s)	δ :	Taux de préférence pur pour le présent (%)
U :	Vitesse d'écoulement (m/s)	ε _i :	Emissivité de la surface d'indice i
v _a :	Volume de la phase adsorbée (m ³)	η _{heure} :	Nombre d'heures de fonctionnement (h)
v _g :	Volume de la phase gazeuse (m ³)	η _{h,maint} :	Nombre d'heures maintenance (h)
Vit :	Vitesse du vent (m/s)	η _{heure,cli} :	Nombre d'heure de fonctionnement par an (h)
Vol :	Volume (m ³)	η _{heure,func} :	Nombre d'heures de fonctionnement (h)
w _i :	Coût annualisé par climatiseur (USD/h)	λ :	Conductivité thermique (W/m K)
Z :	Volume élémentaire (m ³)	μ :	Croissance économique (%)
ΔH :	Chaleur isostérique (J)	ρ :	Densité (kg/m ³)
Δm :	Quantité de masse cyclée (kg)	φ _{air} :	Flux d'échange par renouvellement air (W m ⁻²)
ΔT :	Ecart de température (K)	σ :	Constante de Stefan-Boltzmann
Δx :	Longueur de section (m)	φ _i :	Densité du flux sur la paroi d'indice i (W m ⁻²)
	Exposants	ϑ :	Viscosité cinématique (m ² /s)
ads :	Adsorption		
c :	Conduction		
cv :	Convection		
des :	Désorption		
n :	Nombre de couches moléculaires		
np :	Temps de RSI (année)		
r :	Rayonnement		
x :	Mode de transfert		
ω :	Durée de vie du climatiseur (année)		

INTRODUCTION GENERALE

L'énergie est un facteur essentiel au service du développement économique et social d'un Pays. Elle intervient dans les fonctionnements de l'industrie, des transports des biens et des hommes ou encore dans l'accès au confort moderne dans les bâtiments. A l'échelle planétaire, le secteur du bâtiment représente entre 30 et 40% de la consommation énergétique totale, [1]. Cette énergie dans les locaux concerne principalement le chauffage, la production d'eau chaude sanitaire, l'éclairage des locaux, l'utilisation des appareils électroménagers, la ventilation ou encore la climatisation. Concernant la climatisation, la part de l'énergie utilisée est estimée avoir augmenté de 72% , en 2100, en raison du développement d'architectures modernes, de l'amélioration des conditions de vie socio-économique ou encore du prix abordable des systèmes de climatisation, [2] [3]. Cette consommation accrue de l'énergie conduit inévitablement à un appauvrissement des ressources naturelles et à une augmentation des prix dans le marché actuel des énergies fossiles ainsi qu'aux importantes pollutions dont le rejet des gaz à effet de serre (GES) responsables du réchauffement climatique observé depuis un siècle. Dès lors, pour respecter un équilibre entre développement durable et respect de l'environnement, il devient primordial, voire vital, de se tourner vers d'autres stratégies en matière de politiques énergétiques.

Dans le cas des bâtiments, l'amélioration de l'efficacité énergétique de l'enveloppe des bâtiments, la rénovation thermique des bâtiments existants ou encore le développement des systèmes de climatisation passive peuvent être des alternatives. Ainsi, la climatisation passive qui consiste, à la fois, à minimiser l'action des conditions extérieures sur l'ambiance interne par diverses techniques et à exploiter les caractéristiques architecturales des bâtiments devient très prometteuse, [4]. Elle repose sur la conception d'habitats modernes et bioclimatiques construits avec des matériaux durables et utilisant des systèmes respectueux de l'environnement pour leur confort thermique.

La climatisation par Pompe A Chaleur (PAC) à adsorption que nous allons étudier est un système de climatisation passive. La pompe à chaleur à adsorption est un dispositif thermodynamique capable d'utiliser une source d'énergie renouvelable pour produire des effets de refroidissement ou de chauffage selon les besoins de l'habitat. Son principe de fonctionnement repose sur les phénomènes d'adsorption/désorption d'un fluide frigorigène par un adsorbant généralement poreux. Propre, efficace et ayant des faibles coûts de maintenance et de production, la climatisation par adsorption présente de nombreux avantages dont celui

d'utiliser des fluides frigorigènes pouvant être respectueux de l'environnement, [5]. Cependant, certains inconvénients tels que la perte importante de la chaleur thermique sur le lit adsorbant [6], le problème d'efficacité dû à la lenteur des transferts de chaleur et de masse à l'intérieur du lit adsorbant [7] ou encore le problème du cycle du système qui est intermittent [8] sont actuellement des obstacles au transfert de technologie et à la commercialisation de ces systèmes.

Pour optimiser leur performance, les études sur ces machines sont destinées dans l'ensemble à améliorer les transferts de chaleur et de masse dans le lit adsorbant en intensifiant efficacement ses propriétés de transfert et en utilisant des matériaux ou des techniques innovatrices dans le lit adsorbant, [9] [10] [11]. Ces techniques permettent de concevoir des unités de refroidissement avec des densités de puissance améliorées, [12] [13]. Certains auteurs ont montré que le problème de discontinuité du cycle peut être résolu en utilisant plusieurs lits adsorbants malgré les augmentations de l'encombrement, du poids et du prix de la machine, [14]. L'utilisation de deux adsorbants a aussi permis de mettre en évidence la possibilité de transférer de l'énergie d'un adsorbant à un autre lorsque la température moyenne de l'un est plus basse que celle de l'autre et que la température de sortie de l'un est plus élevée que celle de l'autre, [15]. De nombreux efforts ont été également entrepris afin de développer des pompes à chaleur avec cycles à adsorption avancés (matelas dispersant, ondes thermiques, réduction de la chaleur de régénération, etc.).

Aux Comores, la perspective d'utiliser cette technologie de PAC est très intéressante que ce soit pour la climatisation des habitats ou pour la production de glace. En effet, d'un côté, avec un climat tropical, les habitats du Pays présentent des difficultés d'occupation au vu des températures internes souvent élevées et de l'autre côté, des contraintes énergétiques et économiques (pénuries et prix élevé d'électricité, dépendance des ressources fossiles, absence de mix énergétique, faibles revenus des ménages, etc.) ne permettent pas d'avoir recours aux climatiseurs classiques souvent chers pour un ménage comorien. Or, le Pays dispose d'un vaste potentiel en ressources d'énergies renouvelables telles que le soleil, le vent ou encore la chaleur géothermique. En effet, les Comores disposent d'un fort potentiel géothermique identifié aux alentours du volcan actif de Khartala avec une puissance estimée à 40MW, [16]. Il s'agit d'une grande réserve énergétique encore inexploitée de nos jours et dont la perspective d'exploitation séduit de plus en plus les experts des secteurs de l'énergie et du développement économique et social, [17] [18] [19]. L'intérêt de cette étude est de mettre en place un modèle de climatiseur

par pompe à chaleur à adsorption capable de rafraîchir les habitats dans les conditions climatiques nationales tout en valorisant cette énergie géothermique.

L'objectif principal de ces travaux est d'évaluer les performances thermiques d'un système de refroidissement par adsorption utilisant la chaleur géothermique pour climatiser un habitat aux Comores. Pour atteindre cet objectif, nous proposons un modèle mathématique pour décrire le fonctionnement d'un système de climatisation d'un habitat composé d'une pompe à chaleur géothermique couplée à un système de production de froid par adsorption, système également couplé à un modèle d'habitat. La démarche à suivre pour atteindre cet objectif est d'abord de modéliser, analyser et puis élaborer un code numérique des transferts de chaleur et de masse dans l'unité de production de froid par adsorption. Lors de cette modélisation, l'une des parois verticales de l'habitat comporte un évaporateur. Enfin, la dernière étape consiste à implémenter les codes numériques élaborés dans un code numérique pour simuler la climatisation d'un habitat dans les conditions climatiques des Comores.

Pour rapporter notre mémoire de thèse, nous le subdivisons en cinq (05) chapitres en plus des introduction et conclusion générales et des annexes. Ainsi :

- Le premier chapitre fait un rappel bibliographique des différentes notions permettant de bien comprendre le contexte du secteur des bâtiments aux Comores. Nous y faisons aussi un état de l'art sur l'énergie géothermique.
- Le deuxième chapitre est consacré à une synthèse générale de la production de froid par pompe à chaleur à adsorption en général. Nous y décrivons l'aspect thermodynamique de l'adsorption avec les principaux modèles mathématiques utilisés tout en faisant une synthèse bibliographique sur le refroidissement par pompe à chaleur à adsorption.
- Le troisième chapitre décrit la modélisation d'un habitat équipé d'une unité de climatisation alimentée par une pompe à chaleur géothermique à adsorption. Cette modélisation se base principalement sur une description des transferts de chaleur et de masse. Le couplage du système s'effectue grâce à un transfert convectif entre l'air à l'intérieur de l'habitat et la surface de l'évaporateur.
- Le quatrième chapitre est consacré à la présentation et aux discussions de nos résultats. Nous y faisons une validation de notre code numérique par comparaison avec les données de la littérature. Les résultats des simulations sont présentés sous les conditions météorologiques de la journée type du mois de Novembre sur la période 2009-2019.

- Enfin, le cinquième et dernier chapitre termine la modélisation mathématique du système en faisant appel à une étude de faisabilité économique du modèle de climatiseur à adsorption afin d'évaluer son temps de retour sur investissement.

Chapitre I : ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

Introduction

La climatisation des bâtiments dans un Pays comme les Comores demande une bonne compréhension du contexte national climatique, énergétique et économique. La connaissance de ce contexte influence grandement le choix concernant les techniques de climatisation qui doivent être utilisées pour le rafraîchissement des bâtiments. D'un côté, avec un climat tropical, les habitats sont difficiles à vivre au vu des températures internes souvent élevées et de l'autre côté, des contraintes énergétiques et économiques (pénuries d'électricité, prix élevés, utilisation des ressources fossiles, etc.) ne permettent pas d'avoir recours aux climatiseurs classiques souvent chers. La promotion et l'utilisation des nouvelles ressources d'énergie respectueuses de l'environnement et accessibles à tout moment deviennent une priorité.

L'objectif de ce premier chapitre est de faire un rappel bibliographique des différentes notions permettant de bien appréhender le sujet proposé. Il est divisé principalement en deux parties. La première partie concerne le contexte du secteur des bâtiments aux Comores tout en mettant l'accent sur les problématiques et techniques de climatisation passive de l'habitat comorien alors que la seconde partie aborde la géothermie dans son ensemble tout en évoquant son potentiel pour le Pays.

I.1. Contexte des bâtiments aux Comores

I.1.1. Situation géographique et analyse du climat

I.1.1.1. Position géographique

Les Comores, aussi appelées Union des Comores, constituent un archipel de l'Océan Indien apparu à la suite des phases volcaniques majeures. Elles sont apparues à la suite d'un phénomène migratoire de la plaque lithosphérique de la Somalie sur un endroit relativement stationnaire et actif, il y a 8 millions d'années de l'Est à l'Ouest, [20]. Ce phénomène est probablement contrôlé par des contraintes régionales complexes par rapport à la séparation de Madagascar et le continent africain, [21]. D'une superficie totale de 2 236 km², les Comores se composent de quatre principales îles qui sont : Grande-Comore (Ngazidja), Anjouan (Ndzouani), Mayotte (Maoré) ainsi que Mohéli (Mwali) et de plusieurs îlots comme le montre la figure 1. L'île de Mayotte est demeurée sous administration française au moment de l'accession à l'indépendance en 1975.

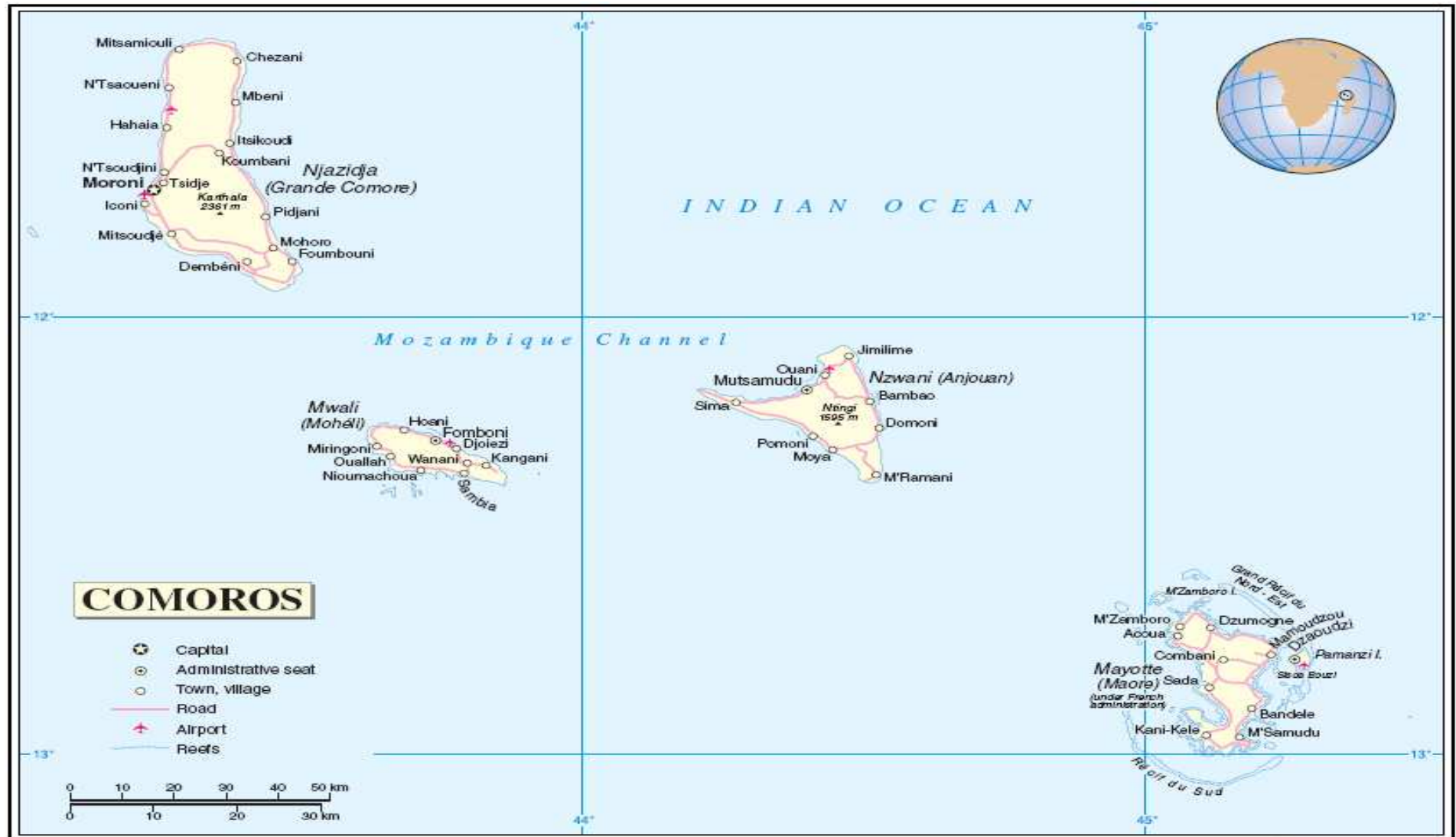


Figure 1 : Carte géographique des Iles Comores.

L'Archipel des Comores se localise entre 11°10'-13°10'S et 43°00'-45°30'E à l'entrée Nord du canal de Mozambique entre l'Afrique Orientale et Madagascar, à égale distance de la côte Est de l'Afrique qui lui est séparée de 300km et du Nord-Ouest de Madagascar. Cet Archipel s'étend sur 270km et la plus grande distance inter-îles n'excède pas 75km, [22]. Avec ces dimensions, les Comores ne constituent qu'une minuscule portion de la totalité des 148 millions de km² de terres émergées du Globe terrestre.

I.1.1.2. Analyse du climat

Le climat des Comores est de type tropical humide sous influence océanique se divisant en deux principales saisons qui sont le « *kusi* » et le « *kashkazi* » en langue locale et qui sont rythmées par les vents. Les deux dominent quasiment le climat du Pays le long de l'année et déterminent le régime climatique de l'Archipel, malgré quelques microclimats entre temps. Bien que le climat du Pays varie peu au cours de l'année, il connaît tout de même des températures élevées de temps en temps entre les deux saisons et surtout une grande variation entre les îles.

- **Le « *kusi* » : une saison rythmée par l'alizé :** la première saison appelée « *kusi* » s'étend entre Mai et Octobre. Lors de cette saison sèche, le renforcement de l'alizé du Sud-Est dans le canal de Mozambique marque la saison chaude et pluvieuse au niveau de l'archipel, résultant ainsi des basses pressions générées par les ascendances que provoque l'élévation de température marquant l'été sur les masses continentales asiatiques au Nord de l'équateur, [23]. Durant cette saison, les températures varient d'environ 23 à 35°C avec une moyenne de 28°C.
- **Le « *kashkazi* » : la domination de la mousson :** quant à la seconde saison dite « *kashkazi* », elle est pluvieuse et s'étale de Novembre à Avril. Elle correspond à l'affaiblissement des hautes pressions subtropicales et au flux de mousson induit par les hautes pressions générées par le refroidissement de la masse terrestre asiatique. C'est la période pendant laquelle l'Archipel jouit d'un climat humide « confortable » en raison d'une moindre humidité et des températures moins élevées. Durant cette saison fraîche, les températures varient d'environ 18 à 28°C avec une moyenne de 23°C.

I.1.2. Historique de l'habitat

C'est au VIII^{ème} siècle que l'on trouve les premiers habitats et au XII^{ème} siècle, les premiers habitats en dur. Les maisons sont alors serrées les unes des autres selon les règles de

l'architecture swahili. Aux Comores, il y a une absence quasi-totale de politique de logement. En l'an 1978, un programme de logements sociaux lancé par l'Etat a vu le jour. L'objectif principal est de construire 17 000 logements sur 25 ans. Mais à cause des contraintes économiques, sociales et politiques, le programme n'a pas abouti aux résultats escomptés. Il a fallu attendre 2006 pour voir une politique de logement dont les objectifs principaux consistent à cibler les populations à faible revenu et à construire plus de 10 000 logements pour la fin de 2010. Le programme visait la promotion des matériaux locaux avec l'utilisation des briques en terre d'argile mais il aboutissait encore à un échec.

Il faut dire que le patrimoine architectural est vieillissant et démuné en termes d'infrastructures et d'équipements publics. Dans les grandes villes comoriennes, la densité urbaine toujours grandissante ainsi que l'insuffisance de terrain constructible impliquent des bidonvilles qui s'agrandissent d'année en année sous l'impuissance générale de la politique générant ainsi des problèmes sociaux, économiques et souvent sanitaires.

I.1.3. Typologie de l'habitat

La typologie de l'habitat comorien est très variable d'une région à une autre et d'une classe à une autre et reste à majorité de type « traditionnel ». La protection solaire est médiocre, l'orientation reste inconnue et les matériaux utilisés ne sont pas toujours thermiquement performants. Les bâtiments dits « modernes », mieux construits, mieux équipés, spacieux et intégrant un certain confort thermique sont rares et nouveaux. Ils appartiennent souvent à la classe la plus riche du Pays parfois dans les grandes villes tandis que les habitats traditionnels sont souvent les propriétés des pauvres dans les villages et les abords des villes. L'habitat comorien est généralement classifié en trois catégories : les paillotes, les cases en tôle et les constructions en parpaing dur qui reflètent bien les revenus de ceux qui y habitent.

I.1.3.1. Paillotes

Ce type de construction est trop souvent en matériaux locaux : argile, feuilles de cocotiers, rotins. Il représente l'habitat le plus simple et aussi le moins onéreux dans sa réalisation. Longtemps, les paillotes ont été le type d'habitat majoritaire aux Comores bien avant l'arrivée des matériaux modernes de construction. Elles sont appelées à disparaître avec le temps mais restent toujours visibles particulièrement dans beaucoup de villages du Pays. Ce type d'habitat est propre à la classe très pauvre de la population vivant souvent de la pêche ou de l'agriculture vivrière avec des revenus extrêmement faibles.

I.1.3.2. Cases en tôle

Les constructions en tôle constituent l'habitat intermédiaire. Elles sont plus résistantes que les paillotes mais demeurent précaires pour la population qui y vit et leur protection contre le soleil est faible. On retrouve ce genre d'habitat surtout à Ngazidja où réside une grande partie de la population issue des autres îles. Moins coûteuses, elles constituent une alternative à la maison en dur et abritent la classe intermédiaire de la population.

I.1.3.3. Constructions en parpaing dur

Les habitats en parpaing dur sont le dernier type d'habitat présent dans le Pays. Leur réalisation peut durer jusqu'à une quinzaine d'années, selon les moyens du propriétaire. Les travaux sont réalisés par tranches successives en raison des coûts élevés, fonction des économies réalisées par la famille. Ils sont construits à partir d'une fondation en pierre dure, des murs en parpaing de ciment et avec une toiture soit en béton soit en tôle. Les matériaux de base se trouvent au niveau local mais le ciment et le fer sont tous importés de l'extérieur. Actuellement, on les retrouve partout dans les villes et villages du Pays. Ce type d'habitat reflète carrément la population la plus aisée, très souvent la diaspora, les cadres ou encore les grands commerçants et entrepreneurs. Au fil du temps, les constructions en parpaing dur sont amenées à remplacer les autres types d'habitat.

I.1.4. Caractéristiques des matériaux utilisés

Les modèles d'habitat réalisés jusqu'ici dans le Pays consistent en la mise en œuvre de quatre murs en terre cuite ou en terre battue ou en paille (feuilles de cocotiers tressées) ou en pouzzolane ou en parpaing selon le cas avec une toiture en tôle ou en béton. Les mosquées, les palais, les places publiques et les bâtiments administratifs sont construits en pierre, ce qui n'est pas forcément le cas pour les maisons habitables. Les enquêtes effectuées par l'Institut National de la Statistique montrent que les maisons individuelles de type traditionnel restent le type de logement le plus courant dans les zones rurales des îles de l'Archipel avant l'année 2000. Malgré le manque de données évidentes sur le secteur, M. BENALI [24] a rapporté quelques-uns des matériaux utilisés dans l'habitat comorien selon la partie de l'habitat considéré (toiture, mur et plancher). La plupart de ces matériaux sont soit traditionnels, soit importés. Les matériaux de construction moderne commencent à faire leur apparition dans les constructions mais restent tout de même chers. Le tableau 1 présente les parts en pourcentage des différents

matériaux utilisés dans les habitats comoriens. Ils ne sont pas choisis en fonction de leur performance thermique mais plutôt selon leurs coûts d'achat et leur disponibilité.

Dans l'ensemble, 35% des maisons sont construites en dur et presque autant aussi en tôle. Ensuite, la nature du plancher des maisons est un facteur important pour l'hygiène des personnes qui les occupent. En général, les sols sont en ciment (57,8%) ou en terre battue (32,7%) ou à carrelage plastique ou céramique (2%). Et enfin, la toiture des maisons comoriennes est en matière végétale (paille ou feuilles de cocotier) ou en tôle ou en béton traditionnel ou en béton armé. Ce dernier cas caractérise les maisons à plusieurs pièces dont la toiture est constituée de l'un ou de l'autre de ces matériaux. En 2000, la tôle couvrait 46,4% des toits des maisons et se positionnait loin devant ceux en béton et en paille ou en feuilles de cocotier qui représentaient, chacun, la proportion de 23%. Ainsi, les autres matériaux, y compris le béton traditionnel, ne sont que très faiblement représentés. Il existe deux fois plus de toits en béton en milieu urbain (39%) qu'en milieu rural (19%).

Bien que les matériaux tels que les matières végétales et les tôles au niveau des murs ou les pailles et les feuilles de cocotier au niveau des toits sont amenés à disparaître avec l'amélioration du niveau de vie, il est nécessaire de souligner que cette transformation reste encore lente. Dans la capitale par exemple, plusieurs habitats sont encore construits en tôle.

Tableau 1 : Part des matériaux utilisés dans l'habitat aux Comores (%), [24].

Partie de l'habitat	Type de matériau	Part en %
Mur	Parpaing	35
	Tôle	30
	Matière végétale	23.7
	Terre	7.6
	Autres	3.7
Plancher	Ciment	57.8
	Terre battue	32.7
	Carrelage	2
	Autres	7.5
Toit	Tôle	46.4
	Béton	23
	Paille ou feuille de cocotier	23
	Autres	7.6

Il ressort de cette étude que la plupart des habitats aux Comores sont constitués en grande partie de toit en tôle, des murs en parpaing à base de ciment ou de terre battue et d'un plancher généralement en béton léger.

Nous définissons ainsi l'habitat classique étudié dans cette étude comme composé de toit en tôle, des murs en parpaing fait de ciment et d'un plancher en ciment avec un plafond en matière isolante. Ce type d'habitat est appelé habitat « type » que nous modélisons dans le cadre de cette thèse.

I.1.5. Problématique du secteur de l'habitat

L'habitat aux Comores reflète les revenus des occupants. Il faut dire que le secteur de l'habitat comorien est informel et reste encore fortement lié à un contexte national contraste qui est un obstacle de son évolution. Ce contexte est lié aux problèmes de confort thermique, de réglementation, de pénurie énergétique et d'économie. Ces problèmes ne permettent pas au secteur de l'habitat de se moderniser et de se formaliser.

I.1.5.1. Problème de confort thermique

Longtemps, la prise en compte du confort thermique dans les habitats aux Comores n'a été une priorité ni pour les occupants ni pour ceux qui les construisent. Le manque du confort thermique dans les bâtiments est considéré comme étant le problème des « riches ». Il faut dire que la priorité absolue du comorien de niveau de vie moyen est de trouver un endroit où se loger sans tenir compte des conditions internes. Plusieurs facteurs viennent influencer cette situation et on peut en citer, entre autres :

- Une surchauffe des espaces de vie due aux conditions climatiques extérieures ;
- Un manque d'aération ;
- Un mauvais choix des matériaux de construction ;
- Un manque de main d'œuvre qualifié ;
- Un problème d'orientation ;
- Une non prise en compte des facteurs climatiques ;
- Une surpopulation des occupants ;
- Une négligence des espaces de convivialité.

I.1.5.2. Problème énergétique

Le contexte énergétique du Pays représente l'un des principaux freins à l'essor du secteur du bâtiment. Les coupures d'électricité sont fréquentes à raison de plusieurs fois par jour et peuvent parfois durer plusieurs semaines en dehors de la capitale. Le coût de production d'électricité est actuellement estimé à environ 0.61€/kWh, contre une moyenne de 0,075USD/kWh dans les Pays de la Communauté de Développement d'Afrique Australe (CDAA), [25]. De plus, 72% de la population comorienne habitent dans le milieu rural dont la majorité appartient aux familles d'agriculteurs avec des faibles revenus ne leur permettant d'utiliser que le bois pour la cuisson et pour la construction de leur maison. Dans ces zones, l'accès à l'électricité est limité, voire même inexistant dans certains villages. Le secteur de l'habitat étant informel, l'énergie dans les habitats est destinée à la fois à l'éclairage et à l'utilisation des appareils électroménagers pour ceux qui en disposent.

I.1.5.3. Problème économique

Aux Comores, la construction d'une maison peut prendre parfois plusieurs dizaines d'années car les Comores sont parmi les Pays à faibles revenus avec une moyenne mensuelle ne dépassant pas 117USD par habitant. En plus, le secteur bancaire classique est très peu développé et l'accès à des services financiers classiques en Union des Comores est réservé aux classes aisées et seule une faible partie de la population peut en bénéficier à cause des taux d'intérêts trop élevés et difficiles à supporter. Toutefois, la microfinance (Sanduck, MECK, ...) est présente dans le Pays mais ses conditions ne répondent pas aux attentes du ménage à faible revenu. En 2020, l'Institut National de la Statistique et des Etudes Economiques et Démographiques (INSEED) a estimé que 44.8% de la population vivent en dessous du seuil de la pauvreté et environ 12.33%, dans l'extrême pauvreté. Cette situation globale oblige une grande partie de la population à opter pour des habitats qui traduisent partout une économie des moyens ainsi qu'une adaptation aux besoins du lieu et des occupants sans tenir compte ni des performances thermiques ni des conditions de confort.

I.1.5.4. Problème règlementaire

Le secteur du bâtiment aux Comores est un secteur encore informel. Le code de l'urbanisme et de l'habitat fixe les objectifs urbains de l'aménagement du territoire, de la politique de construction, des entretien et amélioration des immeubles, de la politique du logement et des moyens de les atteindre. Il fixe également les règles d'urbanisme et

d'architecture aux besoins socioculturels, à l'évolution de ces techniques et aux mesures tendant à améliorer les procédés de construction. Toutefois, ce code n'est que très peu appliqué par la population lors des constructions. En effet, beaucoup de Comoriens ignorent l'existence de ce code et construisent leur maison en tenant compte de leurs moyens et besoins uniquement. Ce contexte mène à l'inexistence des normes et des règles de construction et à celle de la réglementation thermique concernant le bâtiment afin de gérer, par exemple, la consommation énergétique des bâtiments conduisant à l'amélioration de leur performance énergétique. De plus, l'Etat n'a aucune politique concernant l'économie d'énergie dans le bâtiment. Pourtant, une telle politique ne peut qu'encourager les particuliers à réaliser des travaux d'amélioration énergétique pour leur maison.

I.1.6. Climatisation passive

Vers les années 50, W. KAEMPFERT a publié dans New-York Times un article ayant alerté que l'accumulation des émissions des GES liée à la production d'énergie était à l'origine des changements environnementaux durables. En outre, la problématique du climat n'était pas considérée comme un critère important dans la conception architecturale, [26]. Par la suite, le chauffage passif basé sur les techniques de rafraîchissement par ventilation naturelle et sur l'éclairage naturel a fait l'objet de nombreux travaux théoriques et expérimentaux ultérieurs, [27] [28]. Il est ainsi démontré que la combinaison de différentes techniques de climatisation passive réduit considérablement la charge énergétique de l'habitat et permet ainsi d'améliorer son confort d'été. Avec le contexte climatique et énergétique actuel, il s'agit du rafraîchissement naturel par climatisation passive à travers différents actes comme se protéger du rayonnement solaire et des apports de chaleur, minimiser les apports internes, dissiper la chaleur en excès, améliorer l'efficacité énergétique de l'enveloppe des bâtiments.

I.1.6.1. Différentes techniques de climatisation passive

La climatisation passive peut être définie comme l'ensemble des techniques et normes permettant d'améliorer le confort intérieur d'un local au moyen d'un renouvellement ou d'un refroidissement de l'air intérieur en n'utilisant aucune forme d'énergie autre que les énergies renouvelables. Elle consiste à minimiser l'action des conditions extérieures sur l'ambiance interne par diverses techniques et à exploiter les caractéristiques architecturales des bâtiments. Plusieurs méthodes sont utilisées pour le rafraîchissement naturel avec plus ou moins d'efficacité. Toutefois, ces techniques reposent principalement sur la conception des modèles d'habitat modernes et bioclimatiques qui font appel aux matériaux ou aux dispositifs capables

de les rafraîchir d'une manière efficace, propre et avec de faibles coûts de maintenance et de production. En plus, la connaissance de ces différentes techniques de refroidissement associées à la conception des modèles d'habitat modernes, bioclimatiques (cheminée solaire, toiture de type capteurs solaires, matériaux à changement de phase, toiture diode, mur trombe, piégeage du rayonnement solaire) permet de diminuer la charge énergétique de l'habitat tout en améliorant son confort interne. L'utilisation de ces techniques dépend des régions du Globe, du régime climatique, des objectifs thermiques ou encore des moyens économiques des occupants.

a. Protection solaire

Le rayonnement solaire est l'une des principales sources d'énergie de l'habitat : lorsqu'il est absorbé, on observe une augmentation immédiate de sa température interne, [29]. La protection contre le rayonnement solaire consiste à utiliser des brise-soleil, des balcons et des stores dont le but commun est de bloquer les rayons solaires en été et de les laisser atteindre le vitrage en hiver. Les éléments tels que les pare-soleil et les vitrages angulairement sélectifs ou adaptatifs peuvent être utilisés sur les fenêtres. Leurs objectifs sont, d'une part, de diminuer l'exposition de la maison et d'autre part, de protéger efficacement les surfaces exposées. La quantité de rayonnement absorbée par le bâtiment peut être contrôlée également grâce à l'utilisation de la double peau qui s'appuie sur l'effet d'une première couche qui sert d'une protection solaire et sur la ventilation entre les deux peaux pour évacuer la chaleur, [30]. Par ailleurs, l'orientation Nord et Sud des grandes façades de la maison peut aussi s'avérer être une bonne technique contre le rayonnement solaire.

b. Ventilation naturelle

La technique de rafraîchissement par ventilation naturelle permet de garantir la qualité de l'air intérieur dans un habitat grâce à son renouvellement par l'air extérieur. En plus de la ventilation hygiénique, la ventilation naturelle peut être utilisée pour combattre les gains thermiques dans un local afin de le rafraîchir. Elle peut apporter du frais si l'air extérieur est plus froid que l'air intérieur ou du chaud selon le cas. Elle permet aussi un mouvement d'air qui joue sur le confort physiologique en augmentant les échanges thermiques entre le corps et l'air ambiant par convection et par évaporation de la sueur, [31]. La ventilation naturelle offre plus de flexibilité et de contrôle aux occupants, ceux-ci pouvant notamment modifier l'aération (en ouvrant ou en fermant une fenêtre par exemple) en fonction des besoins ponctuels. On distingue deux types de ventilation : la ventilation diurne et la ventilation nocturne. Cette

technique présente des limites lorsque la température de l'air dépasse 32°C pour l'air sec et 30°C pour l'air humide, [29].

c. Ventilation diurne

La ventilation diurne favorise les déperditions par renouvellement d'air pendant la journée dans le cas où la température de l'air extérieur est plus basse que celle de l'air intérieur. Cette ventilation permet alors d'évacuer une partie des apports internes réduisant ainsi les besoins de refroidissement d'un local climatisé ou de limiter les surchauffes d'un local non climatisé, [32]. La ventilation diurne peut être plus efficace si la différence entre la température externe et la température interne est grande. Pour un taux de renouvellement d'air de 15m³/h, la quantité de chaleur évacuée par la ventilation est 5 fois plus élevée pour une différence de température de 10°C par rapport à celle à 2°C.

d. Ventilation nocturne

Le principe de la ventilation nocturne est de refroidir par ventilation la masse thermique du bâtiment pendant la nuit, quand les apports internes et les apports solaires sont au minimum. Ce refroidissement permet de stocker la « fraîcheur » nocturne et de la restituer pendant la journée afin de limiter les surchauffes ou de diminuer les besoins de refroidissement, [32]. La ventilation nocturne a pour avantage de rafraîchir un local ayant des températures diurnes élevées. Contrairement à la ventilation diurne, l'estimation du potentiel de refroidissement de la ventilation nocturne est un peu plus complexe en ce sens qu'il faut tenir compte de l'inertie thermique du bâtiment. Certains auteurs estiment grossièrement ce potentiel en émettant l'hypothèse de la masse thermique infinie, c'est-à-dire que l'on suppose que toute la fraîcheur stockée par ventilation pendant la nuit puisse rafraîchir le local pendant la journée. D'une manière générale, l'utilisation conjointe de ces deux stratégies de ventilation est la solution la plus efficace pour limiter le nombre d'heures d'inconfort et diminuer le recours à la climatisation active.

e. Refroidissement par évaporation

En climat chaud et sec, la voûte céleste se comporte comme une source froide qui peut être utilisée pour le rafraîchissement des habitats. En effet, la température de la voûte céleste peut descendre jusqu'à 30°C en dessous de la température de l'air ambiant. En région sèche, la valeur minimale est observée en milieu d'après-midi. Le refroidissement par évaporation est un

phénomène physique au cours duquel l'évaporation d'un liquide dans l'air ambiant le refroidit. Il est particulièrement utilisé dans les climats où les périodes de l'année sont plutôt sèches. Ce système ne fonctionne pas lorsque l'air est déjà chargé d'humidité, comme c'est le cas en climat tropical chaud et humide. L'utilisation simultanée d'un déshumidificateur peut permettre d'accroître l'efficacité du système en diminuant l'humidité relative de l'air entrant.

I.1.6.2. Climatisation passive aux Comores

Aux Comores, les techniques de climatisation passive sont plus ou moins présentes dans les habitats traditionnels. Concernant la ventilation naturelle, certains bâtiments connaissent une aération par renouvellement d'air à travers les entrées principales dont les fenêtres. En effet, durant une grande partie de la journée, les fenêtres des maisons restent ouvertes et cela permet d'apporter de l'air, souvent frais, à l'intérieur des locaux. Ces entrées d'air apportent un confort relatif par rapport aux températures internes initialement élevées mais une baisse des températures intérieures d'une manière considérable. Par ailleurs, certains professionnels du bâtiment misent sur une orientation des ouvertures pour éviter l'influence du Soleil. Les grandes façades des habitats sont orientées Nord et Sud. Cela permet de minimiser, dès le lever du Soleil, l'impact du son rayonnement à l'intérieur des bâtiments. De même, les anciennes maisons héritées de l'architecture arabe étaient construites avec des larges épaisseurs et des matériaux avec une grande capacité d'inertie thermique, ce qui permettait de limiter l'action du flux solaire bien que le renouvellement d'air n'était pas souvent pratiqué. Certains misent sur les murs masse ou trombe ou en pierre ou en briques ou en béton placé à quelques centimètres de la vitre. Ces murs à forte inertie accumulent le rayonnement solaire du jour et le restituent au local pendant la nuit sous forme de rayonnement thermique ou infrarouge. Pour les habitats en tôle, des placoplâtres ou des contreplaqués avec une faible conductivité thermique sont utilisés pour les plafonds et sont parfois collés aux tôles des murs verticaux afin de limiter les déperditions thermiques. Toutefois, ces méthodes restent des méthodes réalisées par la plupart des non-professionnels et ne permettent pas d'obtenir un confort optimal dans les habitats. Il faut dire que le manque d'études et de recherches sur le sujet, l'état informel du secteur de l'habitat et l'inexistence totale d'une main d'œuvre qualifiée capable de mener des travaux architecturaux modernes constituent des obstacles majeurs pour concevoir des bâtiments bioclimatiques modernes avec des performances thermiques optimales.

I.2. Etat de l'art sur l'énergie géothermique

I.2.1. Définition de la géothermie

La géothermie désigne l'étude des phénomènes thermiques internes du Globe terrestre, leurs valorisations anthropiques ainsi que leur utilisation comme source d'énergie. Il s'agit ainsi de l'utilisation de la chaleur naturelle interne de la Terre, en tant que source d'énergie locale, concurrentielle, durable et acceptable du point de vue écologique et sociale, pour produire de l'électricité ou pour les applications thermiques. Elle est apparue dans le monde et est utilisée depuis des milliers d'années par diverses civilisations et communautés dans différents domaines. La géothermie présente plusieurs avantages dont :

- Source d'énergie renouvelable sobre et peu émettrice de gaz à effet de serre ;
- Disponibilité, régularité et exploitation sans contraintes climatiques ni saisonnières ;
- Utilisation dans plusieurs domaines tels que la production de l'électricité, la climatisation, le chauffage des locaux et la santé ;
- Impact social très limité ou même inexistant surtout s'il s'agit des exploitations dans les régions volcaniques ;
- Utilisation d'une ressource minimale de consommation au préalable.

I.2.2. Différents types de géothermie

I.2.2.1. Géothermie très basse énergie

La géothermie très basse énergie concerne la captation de la chaleur du sol par l'intermédiaire d'un réseau enterré à environ 1.5m de la surface, généralement pour les aquifères. Elle est exploitée pour le chauffage et/ou la climatisation grâce à l'utilisation d'une pompe à chaleur géothermique. La température des sources est de l'ordre de 10 à 30°C.

I.2.2.2. Géothermie basse énergie

La géothermie basse énergie concerne des températures comprises entre 30 et 100°C où les sources sont des nappes profondes situées entre quelques centaines et quelques milliers de mètres. Le niveau de chaleur est idéal pour couvrir un large domaine d'utilisation : le chauffage et/ou climatisation urbains, la production d'eau chaude sanitaire ou encore le chauffage industriel. Ce type de géothermie est souvent mis en avant pour l'utilisation directe de la chaleur pour le chauffage résidentiel principalement.

I.2.2.3. Géothermie moyenne énergie

La géothermie moyenne énergie se présente sous forme d'eau chaude ou de vapeur humide avec une gamme de température comprise entre 100 et 150°C. A partir de cette forme d'énergie, on peut produire de l'électricité grâce à des forages dans des profondeurs allant jusqu'à 1 500m. Elle se trouve dans les zones convenables à la géothermie à haute énergie et peut également se situer dans les bassins sédimentaires à des profondeurs allant de 2 000 à 4 000 mètres.

I.2.2.4. Géothermie haute énergie

La géothermie à haute énergie appelée aussi géothermie à haute enthalpie concerne une gamme de températures généralement élevées et supérieures à 150°C. Elle concerne notamment la production de l'électricité grâce à l'exploitation des gisements profonds au moyen de la vapeur géothermique. Des travaux de forage sont nécessaires pour atteindre les réservoirs de chaleur qui sont situés généralement à plus de 1500m de profondeur. Cette forme de géothermie concerne notamment les zones volcaniques où les réservoirs de chaleurs sont très chauds.

I.2.3. Boucle géothermale

La boucle géothermale dont le fonctionnement est souvent assuré par une pompe de forage intervient dans l'exploitation directe de la source géothermique. Elle correspond à la production et à la réinjection du fluide géothermique depuis la source de chaleur jusqu'au puits de rejet. La boucle géothermale est composée le plus souvent de 4 étapes bien distinctes :

- Extraction de l'eau géothermale afin que son énergie puisse être valorisée en surface ;
- Filtrage en surface de l'eau géothermale pour extraire les particules en suspension qu'elle peut contenir ;
- Valorisation de l'énergie géothermique qui consiste en son utilisation ;
- Réinjection de l'eau géothermique, après valorisation, pour renvoyer le fluide thermo-minéral dans son réservoir d'origine.

I.2.4. Techniques d'exploitation de l'énergie géothermique

L'exploitation de la chaleur terrestre fait appel à des solutions techniques anciennes ou modernes très variées. Le but principal de ces techniques est de valoriser l'énergie thermique

du sous-sol de la Terre pour des applications thermiques directes ou indirectes allant du chauffage urbain à la production d'électricité, en passant par le refroidissement des locaux.

I.2.4.1. Géocooling

En principe, à quelques mètres de profondeur, la température du sol varie très peu de l'ordre de 10 à 12°C. Le géocooling consiste à utiliser cette température, sans mise en service d'une pompe à chaleur, pour assurer le refroidissement direct des circuits de distribution d'eau des bâtiments principalement en période estivale. Cela permet d'obtenir un niveau de confort intérieur satisfaisant sans utiliser de systèmes de climatisation conventionnels énergivores. Le refroidissement par géocooling peut se faire par l'intermédiaire de champs de sondes géothermiques, de fondations thermoactives (pieux énergétiques), de puits canadiens ou provençaux ou encore via des puits de production d'eau qui alimentent des pompes à chaleur sur aquifère, [33]. Les puits canadiens et les puits provençaux sont des techniques plus anciennes. Ils ont été repris depuis peu avec la construction de bâtiments Haute Qualité Environnementale (HQE) où ils sont généralement privilégiés pour leur faible coût. Les puits canadiens ou provençaux consistent à alimenter un bâtiment en air tempéré en le faisant circuler dans un conduit enterré qui, selon les conditions climatiques, le refroidit (puits provençal) ou le réchauffe (puits canadien) en utilisant l'inertie thermique du sol, [33]. Ce sont des techniques d'appoint utilisées pour échauffer l'air ou le rafraîchir selon la saison et l'endroit. Les puits canadiens ou provençaux peuvent équiper tous les types de bâtiment neuf, de la maison individuelle aux bâtiments tertiaires, [34].

I.2.4.2. Pompes à chaleur sur capteurs géothermiques

Les capteurs géothermiques sont des échangeurs de chaleur constitués de tubes en polyéthylène ou en cuivre gainé. Ces tubes étant déroulés ou enterrés dans le sol, ils ne sont pas exposés à la corrosion. Deux techniques spécifiques pour l'exploitation de la chaleur géothermique par capteurs géothermiques existent : système d'échange avec le sol et système d'échange avec les nappes phréatiques. Le système d'échange avec le sol se rapporte au captage de la chaleur du sol pour des faibles profondeurs avec l'aide d'une pompe. Cette technique, adaptée aux pavillons et résidences, est le résultat d'emplacement d'un capteur géothermique horizontal ou vertical à boucle fermée et en contact direct avec le sol. Le capteur horizontal est constitué de tuyaux en polyéthylène enterrés horizontalement à faible profondeur (de 60 cm à 1,2 m) dans lesquels circule un fluide caloporteur. Le capteur vertical est composé d'une ou de plusieurs sondes verticales qui vont puiser l'énergie contenue dans le sous-sol. Ces sondes sont

descendues dans un forage à une profondeur pouvant aller jusqu'à 200m. Les capteurs géothermiques sont généralement équipés de pompes à chaleur à fluide intermédiaire, à détente direct ou mixte. Le système de captage sur nappe phréatique consiste à récupérer la chaleur contenue dans l'eau. Il utilise une énergie stable quelles que soient les conditions climatiques extérieures. En effet, à partir d'une profondeur de 10m, la température de l'eau des nappes phréatiques ne varie que très légèrement (10°C en moyenne par mètre). Ces nappes sont généralement localisées à grandes profondeurs. Cette technique est adaptée aux résidences.

I.2.4.3. Fondations thermoactives

Les fondations thermoactives ou géostructures sont des systèmes qui fonctionnent selon le même principe que les sondes géothermiques verticales. Il s'agit d'ouvrages souterrains qui sont généralement des pieux en béton destinés à assurer la stabilité statique des bâtiments. Le principe est d'équiper les bâtiments dès leurs constructions d'un système de captage de l'énergie connecté à une pompe à chaleur. Les fondations thermoactives ou géostructures servent à la fois d'éléments de portage des bâtiments et d'échangeurs de chaleur avec le sous-sol permettant ainsi d'assurer le chauffage et le refroidissement des bâtiments qu'ils supportent. La mise en œuvre de ce concept est assez récente, [34].

I.2.5. Caractéristiques d'une ressource géothermique

Pour évaluer avec précision le potentiel énergétique d'une source géothermique, il est primordial d'effectuer des études préliminaires sur les lieux supposés. Ces études doivent alors mesurer certains paramètres caractéristiques révélateurs du potentiel géothermique de la source. Parmi ces paramètres, il y a lieu de citer :

- Gradient géothermique : ce paramètre mesure l'augmentation de la température en fonction de la profondeur. Dans les régions géologiquement calmes, c'est-à-dire en général en dehors des frontières de plaques, l'énergie est essentiellement transmise par conduction, avec un gradient géothermal de valeur moyenne 3K/100m et assez régulièrement réparti. Ainsi selon les régions, on observe des valeurs allant de 2K/100m à 10K/100m, [35] ;
- Densité de flux de chaleur : il s'agit de la quantité de chaleur transmise par conduction puis dissipée par unité de surface et de temps. En effet, la chaleur produite et accumulée dans les profondeurs de la Terre est transmise vers la surface sous une forme et avec une intensité dépendant notamment de la localisation du point considéré ;

- Température : la température est fonction du gradient de température local. La température en tête de puits est toujours légèrement inférieure par rapport à celle du réservoir selon la profondeur et le débit exploité ;

D'autres paramètres tels que la porosité, la perméabilité ou encore la transmissivité de la surface sont aussi importantes dans l'exploitation d'une ressource géothermique. Avec ceux-ci, il faut tenir compte aussi des propriétés physico-chimiques du fluide.

I.2.6. Potentiel géothermique national

Les premières études sur le potentiel géothermique comorien remontaient en 1984 et ont révélé la possible existence d'importantes zones à fort potentiel géothermique à Ngazidja autour du volcan « Karthala » comme le montre la figure 2 et dans certaines régions à Anjouan ainsi qu'à Mohéli, [36]. Mais, en raison des coûts élevés liés à leur exploitation, des études et recherches approfondies n'ont pas pu être menées à l'époque.

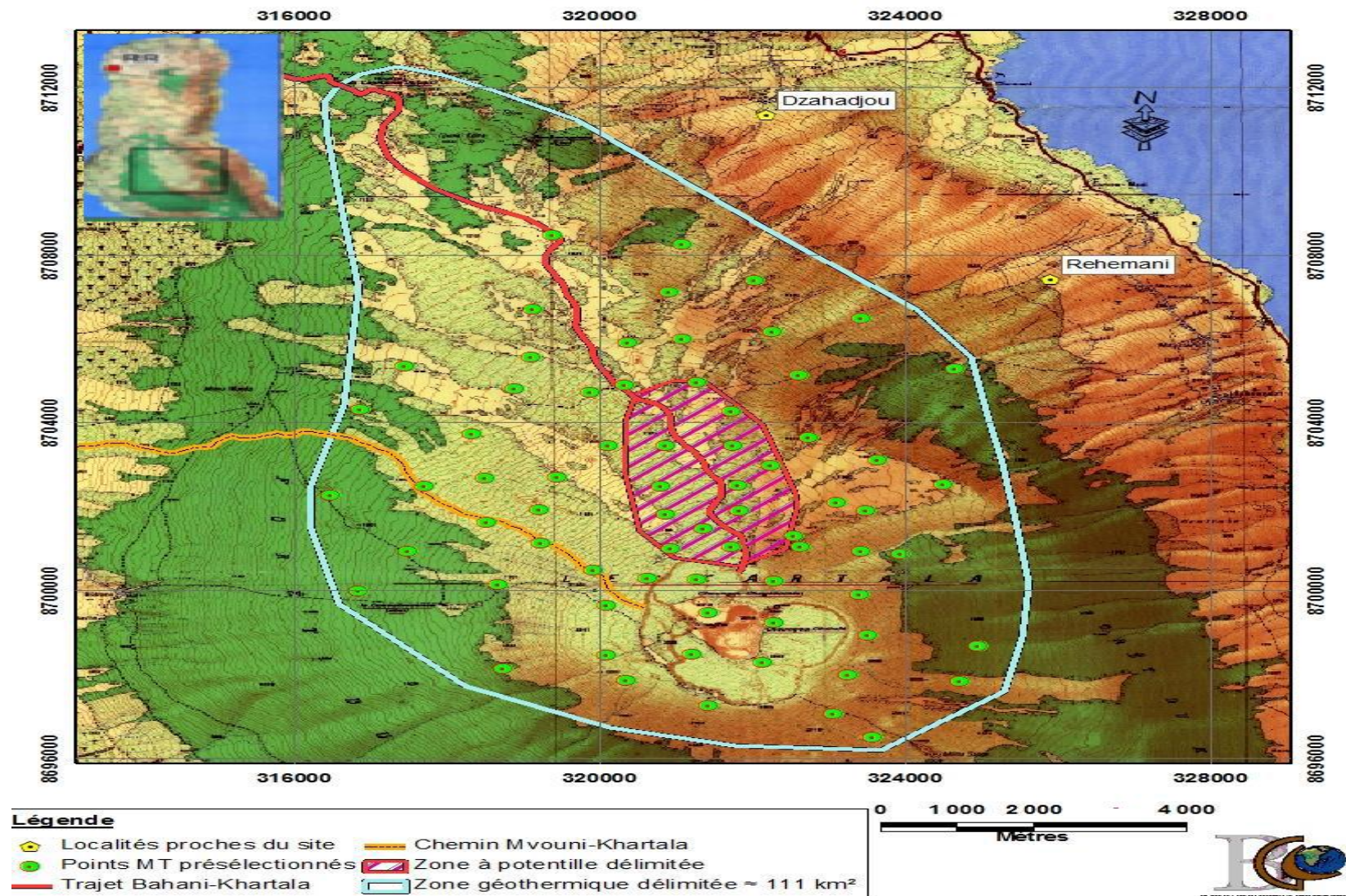


Figure 2 : Sites des réserves géothermiques à Ngazidja, [37].

En 2008, un colloque international du Karthala, co-organisé par le gouvernement comorien et le Programme des Nations Unis pour le Développement (PNUD), mettait l'accent sur l'approfondissement des études de reconnaissance des ressources géothermales et sur la mise en place des stratégies et politiques en matière d'énergie renouvelable. Les objectifs visés dans un premier temps consistaient à :

- Accroître la part des énergies propres en substitution des énergies fossiles ;
- Promouvoir et valoriser les ressources endogènes ;
- Atteindre une sécurité énergétique et une maîtrise de la dépendance énergétique.

En 2015, une mission d'exploration composée de techniciens néo-zélandais et d'experts du Ministère de l'Energie a mené des études sur terrain afin de réaliser les premières explorations géologiques et géochimiques. Les premières conclusions de cette mission ont confirmé la présence de ressources géothermiques dans le Pays. L'étude des structures géologiques, les rejets thermiques de surface observés ainsi que les observations géophysiques indiquent l'existence d'un système hydrothermal actif aux Comores, [17] [18] [19]. Parmi les résultats de cette étude, on cite l'existence d'un réservoir géothermique autour du volcan Karthala à une profondeur entre 1 700 et 1 900m ainsi que celle d'une source de chaleur à une profondeur de plus de 5 000 m avec des températures probablement exploitables de l'ordre de 250 à 300°C, [38]. Ces réserves sont notamment réparties en trois principaux puits de chaleur. Selon le PNUD, le potentiel géothermique comorien est évalué entre 40 et 45MW de capacité énergétique totale exploitable alors que la capacité totale d'énergie installée par la Société Nationale d'électricité des Comores (SONELEC) est de 22.6MW, [39]. Ainsi, l'exploitation de ces réserves peut répondre largement à l'ensemble des besoins énergétiques du Pays. Mais malgré un premier financement apporté conjointement par la Nouvelle-Zélande et par le PNUD, le projet « géothermie » reste encore au stade de projet d'études. En effet, le Pays ne dispose ni du financement adéquat ni des ressources humaines qui doivent être hautement qualifiées pour être capables de mener les travaux nécessaires depuis les forages jusqu'à l'injection sur les réseaux électriques.

Le tableau 2 résume les principales données géothermiques des différentes réserves découvertes en 2015.

Tableau 2 : Principales données géothermiques des réserves découvertes, [19] [38].

Paramètres principaux	Valeurs
Surface	4km ²
Profondeurs des trois principaux puits	1 600, 1 700 et 1 900 m
Température du réservoir	240 à 300°C
Capacité géothermique totale	40-45MW
Objectif actuel de production	10MW
Budget estimé	118 000 000\$

Conclusion partielle

Nous avons mis en exergue le contexte du secteur de l'habitat aux Comores. Avec un climat tropical, des moyens économiques réduits et un secteur énergétique défaillant, les habitats du Pays connaissent une situation d'inconfort durant une grande partie de l'année. Le recours à la climatisation passive utilisant la géothermie constitue une des alternatives à cause de son vaste réservoir. Propre et disponible, la géothermie utilise des techniques d'exploitation faisant souvent recours aux pompes à chaleur qui sont des échangeurs de chaleur fonctionnant grâce au travail effectué par un fluide caloporteur. Alors, le prochain chapitre est consacré à l'état de l'art de la climatisation par pompe à chaleur à adsorption.

Chapitre II : CLIMATISATION PAR POMPE A CHALEUR A ADSORPTION

Introduction

La climatisation par adsorption a connu un vrai essor ces dernières années sur le plan scientifique, tout en suscitant l'intérêt de nombreux chercheurs grâce à ses multiples avantages. Il faut dire que les systèmes frigorifiques à adsorption sont des conceptions simples, fiables et présentant de faibles coûts de maintenance et de fonctionnement. Actuellement, ces systèmes sont utilisés dans différents domaines à usages industriels et domestiques tels que la réfrigération ou la congélation pour la conservation des produits alimentaires ou pharmaceutiques et la climatisation des bâtiments.

Ce chapitre est consacré à une synthèse générale de la production de froid par pompes à chaleur (PAC) à adsorption. Les pompes à chaleur sont des dispositifs thermodynamiques capables d'utiliser une source d'énergie de basse température pour produire du froid. Dans un premier temps, nous abordons les pompes à chaleur à adsorption en décrivant, entre autres, leur principe, le phénomène d'adsorption, les adsorbants solides, les fluides frigorigènes ainsi que leurs principaux avantages et inconvénients. Ensuite, nous présentons l'aspect thermodynamique de l'adsorption avec les principaux modèles mathématiques utilisés tout en définissant la chaleur isostérique d'adsorption, une grandeur principale du phénomène d'adsorption. A la fin de ce chapitre, nous présentons une synthèse bibliographique sur le refroidissement par pompes à chaleur à adsorption.

II.1. Généralités sur les pompes à chaleur à adsorption

II.1.1. Définition d'une pompe à chaleur

Une pompe à chaleur (PAC) est une machine thermodynamique qui parvient à prélever de la chaleur d'une source extérieure (eau ou air) pour la céder à une source intérieure et vice versa si on lui fournit un travail bien déterminé. Ayant le même principe que celui d'un échangeur de chaleur, la PAC est elle-même un échangeur de chaleur. Les PACs sont exploitées depuis plusieurs décennies pour le refroidissement d'installations industrielles ou pour la climatisation d'immeubles, [40]. Parfois, on utilise également, en période froide, la chaleur dégagée par les condenseurs pour le chauffage d'un habitat, [41]. Ce rôle double des PACs leur confère des capacités à être utilisées pour le rafraîchissement mais aussi pour le chauffage des

habitats et dans tels cas, on parle des PACs réversibles. Généralement, il existe trois types de PAC selon la technique utilisée :

- PAC à compression mécanique : la compression mécanique de vapeur est connue depuis longtemps et intervient dans les procédés de concentration par évaporation, de distillation, de cristallisation et de récupération thermique, [42]. En effet, le chauffage par transfert thermique vers le fluide d'entrée est assuré par la production de vapeur produite après compression. Ce système est ouvert et met en jeu le cycle de Rankine avec des coefficients de performance (COPs) assez élevés, [43]. La PAC à compression mécanique de vapeur est particulièrement adaptée aux fortes puissances notamment en cas d'utilisation d'un éjecteur à compression.
- PAC à absorption (liquide-vapeur) : c'est un système tritherme qui met en jeu d'abord une source froide sur laquelle l'effet frigorifique est produit puis une source intermédiaire qui reçoit la chaleur rejetée par la PAC et enfin une source chaude qui fournit l'énergie que consomme la PAC. Elle produit du froid avec du chaud grâce à la faculté de certains liquides d'absorber et de désorber une vapeur dont la solubilité dans le liquide dépend de la température. On rencontre principalement deux couples, [44] :
 - Eau + bromure de lithium : le bromure de lithium étant le liquide absorbant ;
 - Ammoniac + eau : l'eau étant le liquide absorbant.
- PAC à adsorption (solide-vapeur) : son principe est semblable à celui de la PAC à absorption, à l'exception que le fluide réfrigérant est adsorbé par un solide généralement poreux et le cycle est intermittent. Ce type de PAC constitue la base de notre étude.

Le tableau 3 donne des valeurs estimées des COPs de refroidissement pour ces trois types de pompe à chaleur.

Tableau 3 : Coefficient de performance des systèmes de refroidissement par PAC, [45].

Type de pompe à chaleur	Couple mis en jeu	Coefficient de performance
PAC à compression		3 – 4
PAC à absorption	Méthanol – Eau	0.7 – 1.1
PAC à adsorption	Charbon actif - Méthanol	0.12 – 1.06
	Zéolithe – Eau	0.28 – 1.4
	Gel de Silice – Eau	0.25 – 0.65

II.1.2. Définition de l'adsorption

Un solide poreux est une matière composée d'une partie solide consistante qui s'appelle la matrice solide et d'une partie vide formée par l'espace des pores qui peut être rempli par un ou plusieurs fluides, [46]. Il a la capacité de retenir et de libérer, à sa surface, les molécules des phases gazeuses ou liquides d'un fluide qui lui sont en contact au moyen de l'augmentation ou de la diminution de leur concentration en surface, [47]. Ce phénomène de fixation de molécules est appelé adsorption. En principe, lors d'une adsorption, le solide conserve son intégrité physique et son architecture cristallographique, en particulier, sa dilatation n'a pas lieu. Le solide est appelé adsorbant et le fluide, adsorbat. L'adsorption est un phénomène de surface pendant lequel le gaz peut recouvrir les surfaces inter et intra-particulaires du solide poreux comme le montre la figure 3 et elle met en jeu deux types d'interaction, [48] :

- Les interactions adsorbant/adsorbat (entre le solide et les molécules adsorbées) ;
- Les interactions adsorbat/adsorbat (entre les différentes molécules adsorbées).

L'adsorption d'un gaz par un solide, phénomène exothermique, s'accompagne d'un dégagement de chaleur appelée chaleur isostérique d'adsorption et comporte trois phases :

- Une phase gazeuse constituée des molécules de gaz ;
- Une phase adsorbée formée des molécules adsorbées à la surface ;
- Une phase solide qu'est l'adsorbant.

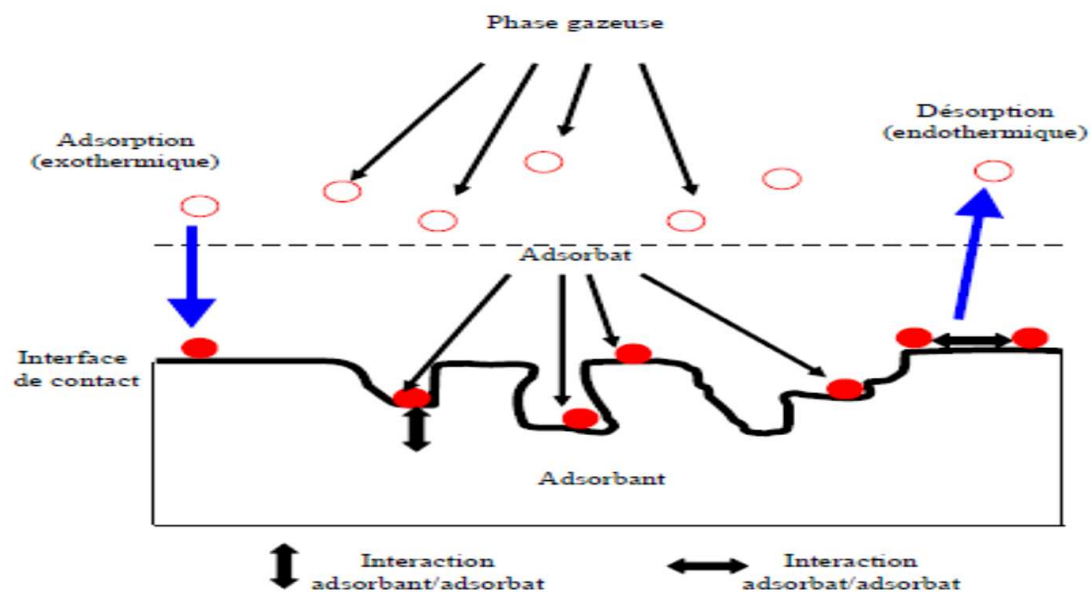


Figure 3 : Représentation schématique du phénomène d'adsorption, [47].

A l'inverse, le phénomène selon lequel les molécules se libèrent de la surface du solide, grâce à l'augmentation de la température de l'adsorbant, est appelé désorption. Il s'agit d'un phénomène endothermique qui se caractérise par une diminution de la concentration des molécules d'adsorbat sur la surface de l'adsorbant par rapport à celle initiale du gaz adsorbé.

Il existe principalement deux types d'adsorption qui se distinguent notamment selon la quantité d'énergie employée et aussi selon la façon dont le solide réalise le phénomène : l'adsorption chimique et l'adsorption physique. Ainsi :

- L'adsorption chimique ou chimisorption est caractérisée par sa forte énergie de liaison qui l'empêche d'être réversible. Ce type d'adsorption se produit grâce aux liens chimiques entre les molécules du fluide adsorbées et les molécules de la surface solide. L'adsorption chimique implique des liaisons plus fortes de type ionique ou covalente pour transformer la structure des molécules de l'adsorbant, [49].
- Quant à l'adsorption physique ou physisorption, elle est caractérisée par sa faible énergie et par sa réversibilité plus ou moins parfaite. Ainsi, le solide fixe les molécules d'un gaz sur sa surface sous l'action d'un champ de forces de liaison de type VAN DER WAALS ainsi que sous l'action des forces dues aux interactions électrostatiques de polarisation, [50]. Il s'agit principalement du type d'adsorption mis en jeu dans la production de froid à adsorption.

II.1.3. Description d'une pompe à chaleur à adsorption

Une pompe à chaleur à adsorption (PAC) est une pompe à chaleur dont le principe de fonctionnement repose sur les adsorption/désorption d'un fluide frigorigène par un adsorbant. Elle est composée d'un adsorbeur, d'un condenseur et d'une centrale de conditionnement d'air. Les réactions d'adsorption entre le fluide frigorigène et l'adsorbant se déroulent dans l'adsorbeur qui joue le rôle d'un générateur. La centrale de conditionnement comporte un réservoir d'eau dans lequel l'évaporateur est immergé. Le condenseur et l'évaporateur assurent les changements de phase de l'adsorbat tandis qu'une valve est utilisée pour effectuer la détente de pression du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur. D'une manière simple, la PAC à adsorption comprend les éléments suivants selon la figure 4 :

- Un adsorbeur dans lequel est placé l'adsorbant solide en contact avec la source chaude ;
- Un condenseur dans lequel la vapeur d'adsorbat se condense à haute pression ;
- Un évaporateur dans lequel le condensat s'évapore à la pression d'évaporation ;

- Une valve de détente dans laquelle l'adsorbat effectue une chute de la pression ;
- Un réservoir d'eau qui sert à stocker le réfrigérant liquide provenant du condenseur ;
- Des tubes de conduite pour la circulation de l'adsorbat ;
- Des clapets « anti-retours » servant à maîtriser l'écoulement de l'adsorbat.

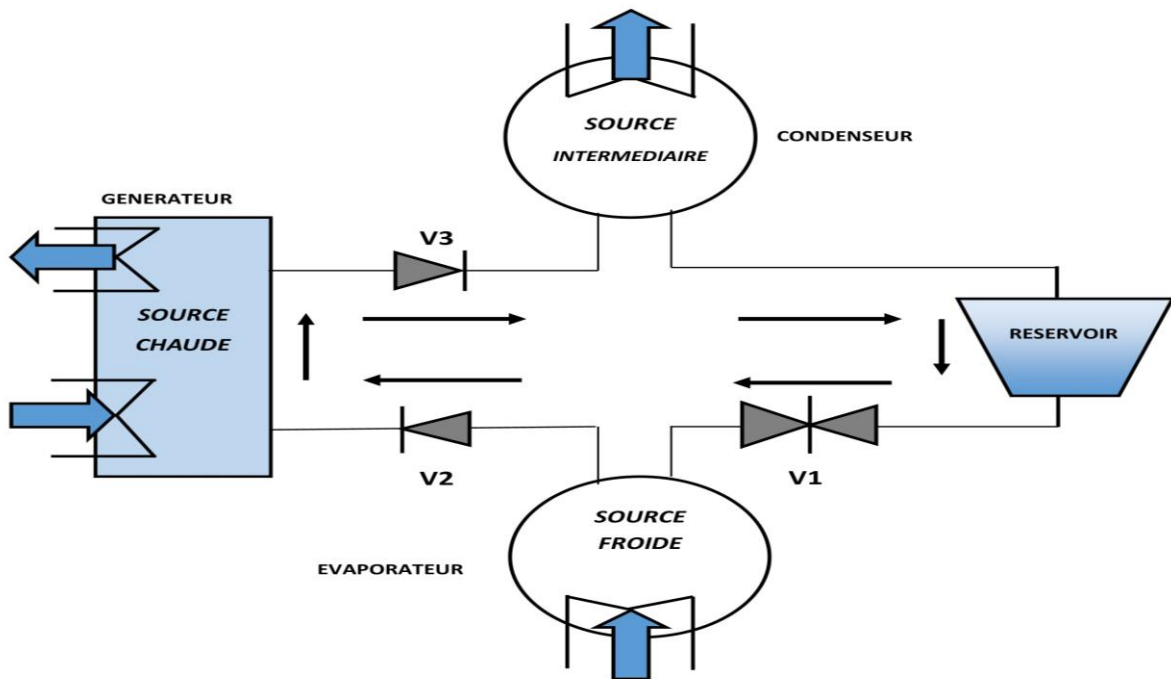


Figure 4 : Schéma d'une PAC à adsorption.

Le processus de désorption est assuré par l'apport de chaleur de la source chaude qui accroît la température de l'absorbant pour libérer l'adsorbat. La vapeur d'adsorbat s'écoule vers le condenseur à air et après avoir traversé la valve de détente, le réfrigérant liquide s'écoule vers l'évaporateur dans lequel il s'évapore à sa pression d'évaporation en prélevant ainsi de la chaleur de l'évaporateur et du réservoir d'eau.

II.1.4. Cycle de base d'une pompe à chaleur à adsorption

Le cycle de base indiqué par la figure 5 d'une PAC à adsorption est un cycle fermé et intermittent. Il se décompose d'une manière générale en deux phases. La première phase (123) est celle où le fluide adsorbat reçoit la chaleur d'une source de haute température et la libère pendant sa condensation dans le condenseur à température intermédiaire. Il s'agit de la phase de régénération-condensation. La deuxième phase (341) est celle où le fluide frigorigène est vaporisé dans l'évaporateur en prenant de la chaleur à partir de la source de basse température

et se fixe à l'adsorbant de température intermédiaire. Il s'agit de la phase d'évaporation-adsorption.

La figure 6 donne le schéma synoptique des phases de fonctionnement de la PAC à adsorption.

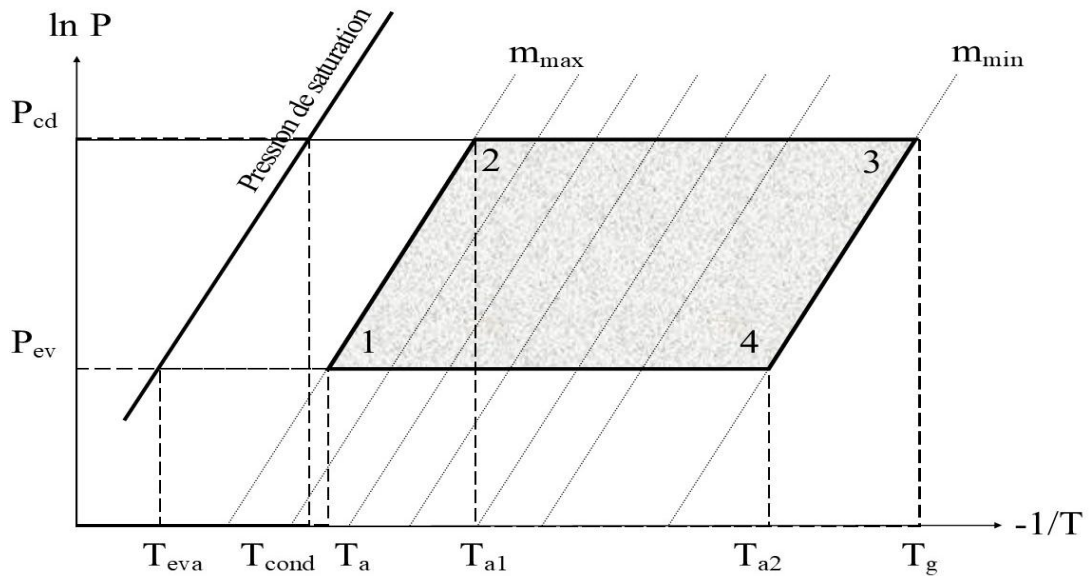


Figure 5 : Cycle de base d'une PAC à adsorption dans un diagramme de Clapeyron.

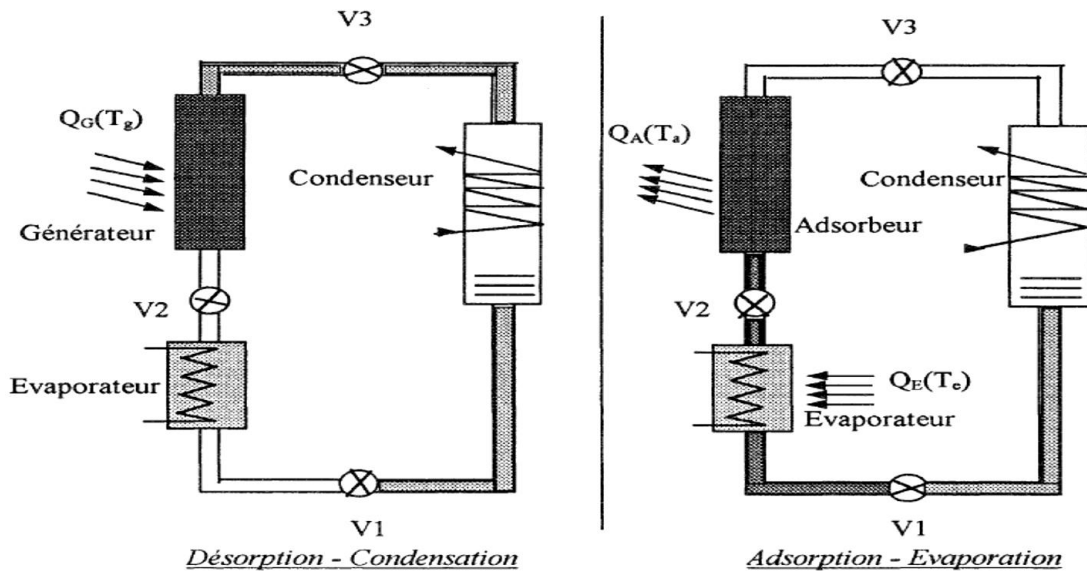


Figure 6 : Schéma des phases de fonctionnement du cycle frigorifique à adsorption, [51].

Il s'agit d'un système tritherme car généralement les températures des deux sources intermédiaires sont proches l'une de l'autre et trois niveaux de température peuvent être

considérés pour une PAC à adsorption, [45] : une haute température, une basse température et une température intermédiaire.

II.1.4.1. Chauffage isostérique (1⇒2)

Au début du cycle, l'adsorbeur est maintenu à la température minimale d'adsorption T_a et une basse pression P_{ev} correspondante à la pression dans l'évaporateur. Les vannes V1, V2 et V3 du circuit sont alors fermées et le lit adsorbeur n'échange qu'avec la source chaude. Le chauffage commence, la température et la pression à l'intérieur du lit adsorbeur augmentent progressivement. La masse de vapeur désorbée reste constante et est égale à m_{max} . Cette phase s'arrête lorsque la pression à l'intérieur du lit adsorbeur atteint la haute pression P_c fixée dans le condenseur, correspondant à la température de condensation.

II.1.4.2. Désorption isobarique (2⇒3)

A cet instant précis, la vanne V3 s'ouvre, la vapeur désorbée circule vers le condenseur où elle se liquéfie à la température de condensation en cédant de la chaleur à la paroi du condenseur. Ensuite, le condensat liquide est stocké dans le réservoir. Le chauffage continue jusqu'à ce que l'adsorbeur soit en équilibre avec la source chaude en atteignant la température de régénération T_g , le plus souvent correspondant à la température de la source chaude. A cet instant, le chauffage est coupé et le refroidissement de l'adsorbeur commence. Durant cette phase, la quantité de vapeur d'adsorbat désorbée va passer d'une valeur maximale à celle minimale notée m_{min} .

II.1.4.3. Refroidissement isostérique (3⇒4)

La pression de l'adsorbeur commence à diminuer et la vanne V3 se ferme. La vanne V1 s'ouvre, le réfrigérant liquide stocké dans le réservoir se détend et entre dans l'évaporateur, sa pression chute pour atteindre celle de l'évaporateur. Lorsque la pression qui règne dans l'adsorbeur atteint celle de l'évaporateur, la vanne V2 s'ouvre et l'adsorbeur qui se trouve en légère dépression, aspire la vapeur produite dans l'évaporateur. Pendant ce temps, la quantité de vapeur d'adsorbat adsorbée reste minimale et constante.

II.1.4.4. Adsorption isobarique (4⇒1)

L'effet utile de refroidissement se produit lors de l'évaporation. Les vapeurs d'adsorbat adsorbées vont passer de la quantité minimale à celle maximale. Le refroidissement continue sous l'effet conjugué de l'adsorption des molécules d'adsorbat se fixant sur l'adsorbant et de la

convection avec le milieu ambiant en contact avec les parois du lit adsorbant jusqu'à ce que l'adsorbant soit revenu à sa température minimale à laquelle l'adsorbant est saturé en adsorbant. Ainsi, les vannes V1 et V2 se ferment et un nouveau cycle commence.

II.1.5. Adsorbants

II.1.5.1. Caractéristiques de l'adsorbant

Les adsorbants sont des solides poreux ou microporeux dont les tailles des pores peuvent varier de quelques angströms à quelques centaines d'angströms. Plusieurs types de solides adsorbants existent dans la nature sous forme solide en un seul bloc, en grain, en bâtonnet ou même en tissu pour certains types. Les adsorbants les plus couramment utilisés pour la production de froid à adsorption sont la zéolithe, le charbon actif, le gel de silice ou encore l'alumine activée. D'autres adsorbants tels que des tamis moléculaires carbonés ou des adsorbants à base de polymère sont rarement utilisés dans les procédés. Le tableau 4 résume les caractéristiques physiques des principaux adsorbants.

Tableau 4 : Caractéristiques des principaux adsorbants, [46].

Adsorbant	Taille des pores (Å)	Surface spécifique (m²/g)	Porosité interne	Masse volumique (kg/m³)
Zéolithe	30 à 80	500 à 800	0.3 à 0.4	600 à 750
Charbon actif	10 à 40	400 à 2000	0.4 à 0.8	300 à 600
Gel de silice	20 à 50	600 à 800	0.4 à 0.5	700 à 800
Alumine activée	10 à 60	200 à 400	0.3 à 0.6	800 à 950
Tamis carbonés	30 à 80	300 à 600	0.35 à 0.5	500 à 700
Adsorbant à base de polymère	40 à 200	100 à 700	0.4 à 0.6	400 à 700

II.1.5.2. Critères de choix de l'adsorbant

D'une manière générale, le choix de l'adsorbant est dicté par son utilité. Ce choix concerne l'évaluation de ses qualités qui sont basées sur plusieurs critères importants :

- **Régénérabilité** : les adsorbants doivent être faciles à se régénérer. La régénérabilité d'un adsorbant affecte directement la différence entre les quantités adsorbées à la fin de la phase d'adsorption et à la fin de la phase de désorption et détermine la capacité utile d'un adsorbeur. La régénérabilité d'un système à adsorption est essentiellement caractérisée par la forme des isothermes d'adsorption, [52] ;
- **Résistances mécanique, chimique et thermique** : les adsorbants doivent être résistants à l'attrition, au changement de conditions opératoires (pression et température), aux éventuelles attaques des différentes impuretés présentes pour assurer leur durée de vie ;
- **Surface spécifique** : la capacité d'adsorption d'une molécule à éliminer peut-être reliée à la surface spécifique de l'adsorbant, [53]. De façon simple, on peut dire que plus la surface est importante, plus grande est la quantité de molécules adsorbées ;
- **Diamètre des pores** : du point de vue mécanique, il faut que le diamètre de pore soit supérieur à la taille de la molécule pour que celle-ci puisse diffuser rapidement dans le volume poreux et atteindre le site d'adsorption, [54]. Un grand diamètre de pore augmente forcément les capacités d'adsorption d'un adsorbant et par conséquent, sa productivité est importante et le coût d'investissement est moins élevé ;

- Conductivité thermique : la conductivité thermique est l'un des critères les plus importants pour évaluer la qualité d'un bon adsorbant. D'une manière générale, les adsorbants sont choisis en fonction de leur forte conductivité thermique ;
- Coût de fabrication : le coût de fabrication de l'adsorbant doit être pris en compte dans la réalisation d'une machine frigorifique à adsorption. En effet, un adsorbant bon marché est surtout avantageux.

II.1.6. Adsorbats

II.1.6.1. Caractéristiques de l'adsorbat

Couramment appelé réfrigérant ou fluide frigorigène, l'adsorbat est un fluide qui évolue dans les systèmes frigorifiques pour assurer le transfert de chaleur entre la source chaude et la source froide. Le tableau 5 résume quelques caractéristiques essentielles des principaux adsorbats utilisés en fonction de leur température.

Tableau 5 : Principales caractéristiques des adsorbats, [48] [51].

Réfrigérant	Température (°C)	Chaleur latente de vaporisation (kJ/kg)	Pression de vapeur (bars)
Eau	0	2 485.0	0.0063
	20	2 442.0	0.0236
	40	2 397.0	0.0747
Ammoniac	-30	1 359.0	1.1950
	0	1 262.0	4.2940
	30	1 146.0	11.6650
Méthanol	-30	1 187.0	0.0200
	10	1 175.0	0.1000
	50	1 125.0	0.5500
Ethanol	-30	934.4	0.0100
	10	904.8	0.0300
	50	872.3	0.2900

Pour les systèmes de production de froid à adsorption, un nombre important de fluides peut être choisi, [55]. Les adsorbats les plus couramment utilisés dans les systèmes de production de froid par adsorption sont l'eau, l'ammoniac, le méthanol et l'éthanol. Les caractéristiques les plus importantes des adsorbats sont : la chaleur latente, le volume spécifique, la pression de saturation, la stabilité avec l'adsorbant utilisé et l'impact sur l'environnement.

II.1.6.2. Critères de choix de l'adsorbat

a. Critères thermodynamiques

Dans un premier temps, le choix d'un adsorbat est dicté par des critères thermodynamiques. En effet, un adsorbat doit :

- Avoir une forte chaleur latente de vaporisation ;
- Être facilement adsorbable à basse température et plus difficilement adsorbable à haute température ;
- Avoir des températures d'ébullition et de condensation voisines des températures externes du cycle de fonctionnement de la machine correspondant respectivement aux hautes et basses pressions du système ;
- Avoir une température critique la plus élevée possible mais une tension superficielle et une viscosité les moins élevées possibles.

b. Critères technico-sécuritaires

Le choix de l'adsorbat est aussi dicté par un critère technique et sécuritaire qui prend en compte un aspect à la fois chimique et écologique. Ainsi, pour une meilleure optimisation d'une machine de production de froid à adsorption, ce choix est tel que :

- A haute température, le couple doit conserver une stabilité chimique ;
- En fonction de la réactivité du couple avec les matériaux des composants et de canalisations de la machine, la corrosion du système doit être évitée ;
- Les éléments du couple doivent être écologiquement fiables ;
- L'inflammabilité ainsi que la toxicité des éléments du système doivent être évitées en prenant les précautions sécuritaires requises ;
- L'adsorbat doit avoir une bonne solidification à basse température.

D'autres critères tels que les causes de vieillissement du couple et la durée de vie du système, la disponibilité sur le marché sans contraintes sur la réglementation concernant son utilisation, entre autres, doivent être pris en compte afin d'obtenir une meilleure longévité du système.

II.1.7. Choix du couple adsorbant/adsorbat

Le choix du couple s'avère important et se fait généralement en fonction des niveaux de température des sources chaudes mais aussi et surtout de l'usage frigorifique envisagé (réfrigération, climatisation, congélation). Une synthèse des différents couples les plus souvent rencontrés dans la littérature est analysée et présentée dans la suite.

II.1.7.1. Couple zéolithe/eau

Les zéolithes sont d'excellents adsorbants et les principaux types de zéolithe utilisés pour la production de froid à adsorption sont les zéolithes de type 4A, 5A, 10X et 13X, [56]. Quant à l'eau, il s'agit du fluide frigorigène idéal, ayant une chaleur latente très élevée avec l'avantage d'être non toxique pour l'homme. Cependant, sa faible pression de vapeur saturante représente un inconvénient car sa gamme de température pour produire du froid est de quelques degrés Celsius (0°C, 10°C), ce qui limite son utilisation, [57]. Le couple zéolithe/eau est la plupart du temps utilisé pour la climatisation [58], pour le conditionnement d'air mais aussi pour la conservation des produits alimentaires et pharmaceutiques, [5]. Par contre, pour obtenir des températures négatives, l'utilisation de l'eau comme adsorbat n'est plus conseillée. Ce couple est utilisé dans plusieurs études, [59] [60].

II.1.7.2. Couple charbon actif/méthanol

La vapeur du méthanol est un gaz pouvant être adsorbé par le charbon actif. Il a fait l'objet de nombreux travaux, [61] [62] [63]. L'une des raisons du choix du couple charbon actif/méthanol est la stabilité chimique du méthanol, [64]. Sa forte pression de vaporisation fait de lui un fluide très sollicité pour la production du froid par adsorption. De plus, le charbon actif permet de cycliser une masse de méthanol plus grande et conduit à un COP plus élevé [65] que celui avec l'ammoniac, [66]. Toutefois, la principale limite de son utilisation provient de sa décomposition à partir de 150°C, ce qui impose de travailler à des températures de régénération inférieures à 120°C afin d'éviter tout problème, [67] [61] [68] [69]. La seconde limite est due au fait que, pour des raisons thermodynamiques, les possibilités de revalorisation en température de ce couple sont faibles d'environ 40°C, une température très nettement

inférieure aux 70°C de la zéolithe, [70]. De plus, la pression de saturation du méthanol est loin d'être idéale, ce qui nécessite des mises en œuvre de dépression difficiles à réaliser.

II.1.7.3. Couple gel de silice/eau

Le couple gel de silice/eau est aussi utilisé dans la climatisation et dans le conditionnement d'air des habitats mais il connaît quelques limites au niveau de la production de glace en raison de l'utilisation de l'eau comme fluide frigorigène. Ce couple suscite énormément d'intérêt pour la production de froid à adsorption. Il a déjà été étudié dans le passé théoriquement et expérimentalement par certains auteurs, [71] [72] [73]. Récemment, plusieurs auteurs [74] [75] [76] [77] ont montré un intérêt particulier pour ce couple en raison de son caractère écologique pour des utilisations domestiques, de la basse température de régénération du gel de silice mais aussi de la forte chaleur latente de l'eau.

II.1.7.4. Couple charbon actif/ammoniac

L'ammoniac est l'un des premiers fluides frigorigènes utilisé à la fois dans des procédés de chauffage et de production de froid et il a toujours donné satisfaction. Ce fluide est stable sur une large gamme de température et de pression. Il présente une enthalpie de vaporisation élevée et son point de congélation est de -77°C sous la pression atmosphérique. De plus, il est relativement abondant et à coût abordable. Cependant, à haute température, l'ammoniac a une pression très élevée et de surcroît, ce fluide est volatil, toxique et corrosif. Son impact sur l'environnement est très néfaste. C'est un gaz relativement peu inflammable mais il forme des mélanges explosifs avec l'air. C'est pourquoi il ne peut être utilisé que pour les applications frigorifiques industrielles de grandes envergures (entrepôts, brasseries, etc.), [78]. Le couple charbon actif/ammoniac présente de nombreux avantages selon certains travaux, [79], puisque d'une part l'ammoniac supporte les hautes températures de régénération et d'autre part, il peut sans problème produire du froid à très basse température, [80]. Ce couple nécessite des températures de régénération supérieures à 100 °C, [81] [82] [83] [84].

II.1.7.5. Couple zéolithe/méthanol

Le couple zéolithe/méthanol est très peu utilisé dans les études antérieures. Une large gamme de zéolithe étant sous forme synthétique, ce couple n'était pas assez recommandé car une dissociation chimique du méthanol, par exemple, commence à se produire à des températures inférieures à 100°C, ce qui bloque le processus d'adsorption à la base, [65]. Toutefois, avec les nouveaux types de zéolithes qui, comme la zéolithe CBV 901, n'ont besoin

que de 100°C pour se régénérer entièrement [85], ce couple s'avère être intéressant et produit d'excellents résultats même à basse température. En plus, il empêche la décomposition du méthanol. L'avantage avec ce couple réside dans le fait qu'il peut être utilisé aussi bien pour la congélation que pour la climatisation. La forte pression de saturation du méthanol, moins élevée que celle de l'ammoniac et plus élevée que celle de l'eau [86] [87], conjuguée aux grandes capacités d'adsorption des zéolithes procure à ce couple des avantages assez précieux.

II.1.8. Avantages et inconvénients d'une pompe à chaleur à adsorption

Les PAC à adsorption sont devenues un outil de technologie de plus en plus viable, [88]. L'une des raisons pour lesquelles plusieurs auteurs s'intéressent à la production de froid par adsorption est que ces types de procédé sont capables de récupérer la chaleur d'une source thermique de température basse afin de fournir des effets de refroidissement ou de chauffage, [7]. Ainsi, elles peuvent produire l'effet frigorifique souhaité dans une large gamme de températures basses de source (50 à 500°C) sans problème de corrosion contrairement aux systèmes à absorption [89] où la corrosion peut se produire au-delà de 200°C. Elles sont réellement une alternative à la compression mécanique de vapeur ou à l'absorption. Parmi les autres avantages d'une PAC à adsorption, il y a lieu de citer :

- La possibilité d'utiliser une énergie calorifique disponible telle que la chaleur des déchets, les énergies solaire ou géothermique ;
- Une autonomie parfaite ;
- Une longue durée de vie ;
- Une technologie simple et facile qui lui confère une facilité d'entretien, une fiabilité dans le temps et aussi une réduction de composants utilisés ;
- Un non recours aux moyens supplémentaires pour la circulation du fluide frigorigène ;
- Des vibrations réduites émettant des bruits légers ;
- Des coûts de fonctionnement et d'entretien moindres [89] par rapport à ceux des systèmes à compression de vapeur ;
- La possibilité d'être utilisé comme dispositif de stockage d'énergie, [45] ;
- Une technologie écologiquement compatible dans la mesure où la plupart des fluides utilisés ne présentent de danger immédiat ni pour l'homme ni pour son environnement.

En revanche, leurs technologies présentent plusieurs obstacles qui sont un véritable frein à l'essor économique et commercial en comparaison à celles des systèmes par compression

mécanique de vapeur ou par absorption. Malgré plusieurs études sur le sujet, certains inconvénients sont encore présents, notamment :

- La faiblesse de leur coefficient de performance thermique souvent limité à 0,5, [90] ;
- Une perte parfois importante de l'énergie thermique au sein du lit adsorbant due aux transferts de chaleur et de masse ;
- La nature discontinue du cycle à l'origine de la production intermittente du froid malgré la disponibilité continue de la source ;
- Les basses pressions de vapeur avec la plupart des frigorigènes utilisés ;
- L'impossibilité d'utiliser certains fluides frigorigènes ayant des coefficients de performance élevés mais néfastes à l'environnement (ammoniac, ...) ;
- La nécessité d'un design spécial pour maintenir le système à haute pression ;
- Leur occupation volumineuse et spacieuse par rapport à celle des systèmes mécaniques traditionnels, [45] ;
- La nécessité d'utilisation éventuelle d'un accumulateur externe pour stocker de l'énergie.

II.2. Modélisation thermodynamique de l'adsorption

II.2.1. Description thermodynamique de l'adsorption

Généralement, l'adsorption est un phénomène global qui se produit avec une force plus ou moins intense sur presque la totalité de toutes les surfaces séparant deux milieux différents. Elle est l'attraction et la rétention en surface qu'exerce un solide sur un gaz avec lequel il est en contact. L'adsorption entraîne une variation discontinue de la concentration de l'adsorbant dans la phase gazeuse au voisinage de la phase solide. Il se forme ainsi une pellicule d'adsorbant d'épaisseur variable, mais toujours très petite, de l'ordre de quelques dizaines d'Angströms. Les molécules adsorbées pénètrent parfois dans les micropores et défauts cristallins de l'adsorbant poreux, [51].

L'adsorption est une transformation thermodynamique avec changement d'état d'une phase gazeuse en une phase adsorbée qui s'effectue à pression et température constantes. Elle est généralement caractérisée par des diminutions de l'énergie libre et de l'entropie du système. Cet état thermodynamique est caractérisé par une relation bivariante entre trois principaux

paramètres : température, pression et masse (T, P, m). A l'équilibre du phénomène d'adsorption, la relation bivariente peut s'exprimer, selon le cas comme l'indique la figure 7, par :

- L'isotherme d'adsorption $(P, m)_T$;
- L'isobare d'adsorption $(T, m)_P$;
- L'isostère d'adsorption $(T, P)_m$.

De façon pratique, pour l'étude des systèmes frigorifiques à adsorption, on utilise les isothermes d'adsorption, qui représentent, en fonction de la pression de vapeur, la quantité de gaz adsorbée par kilogramme d'adsorbant à température donnée, soit $m = f(p)$. Les isothermes d'adsorption présentent des formes variables et peuvent être regroupées en 5 types allant de I à V en fonction de leur allure globale. Ils sont détaillés en Annexe A. La détermination des isothermes d'adsorption se fait expérimentalement en utilisant des modèles mathématiques d'adsorption qui doivent représenter au mieux les isothermes d'adsorption dans des plages étendues de pression et de température.

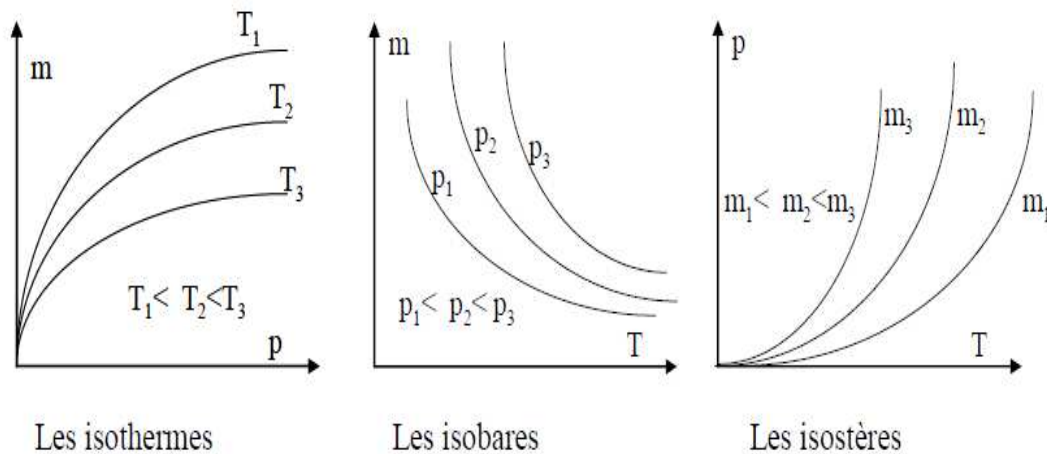


Figure 7 : Allure générale des isothermes, isobares et isostères d'adsorption, [91].

II.2.2. Modèles d'adsorption

Le transfert de chaleur à partir de la surface du solide est à l'origine d'un transfert de masse à l'intérieur des pores. La désorption fait éjecter les molécules de vapeur d'adsorbat qui passent des zones les plus chaudes aux zones les plus froides. Ainsi, la connaissance d'un modèle d'adsorption permet de mieux maîtriser globalement la cinétique d'adsorption des gaz à l'intérieur de l'adsorbant. En pratique, l'utilisation d'un modèle d'adsorption quelconque se fait toujours en accord avec les principes fondamentaux de la thermodynamique, [48]. Dans le

cas des études des isothermes d'un système frigorifique à adsorption, les modèles rendent compte de la quantité de gaz adsorbé en fonction de la pression et de la température. Deux modèles principaux sont souvent utilisés : les modèles moléculaires et les modèles phénoménologiques.

II.2.2.1. Modèles moléculaires

Les modèles moléculaires existent sous deux formes. La première forme connue sous le nom du modèle de LANGMUIR se base sur la théorie d'une couche mono-moléculaire adsorbée [92] alors que la seconde appelée modèle de BRUNAUER, EMMET et TELLER (BET) est une globalisation de la première pour l'adsorption en multicouche, [93].

a. Modèle de LANGMUIR

LANGMUIR fut le premier à proposer en 1918 une relation entre la quantité d'un gaz adsorbé et sa pression d'équilibre. Il définit l'équilibre comme un processus dynamique entre les molécules arrivant sur la surface et celles quittant cette surface. L'hypothèse principale du modèle de LANGMUIR indique que la surface d'adsorption est une surface uniforme tout en considérant une adsorption monocouche et en ne prenant pas en compte les interactions entre les molécules adsorbées. Ce modèle se base sur un équilibre entre la surface et un polluant dans la phase gazeuse, [94]. L'équation générale d'adsorption de ce modèle s'écrit en utilisant les taux de remplissage dans chaque phase :

$$\frac{m}{m_o} = \frac{A P}{1 + A P} \quad (1)$$

Avec :

$\frac{m}{m_o}$: le taux de remplissage des couches où m représente la masse d'adsorbat adsorbée par unité d'adsorbant et m_o la masse d'adsorbat à l'équilibre nécessaire pour former une couche mono-moléculaire (kg/kg) ;

P : la pression de la phase gazeuse à l'équilibre (Pa) ;

A : la constante d'équilibre de LANGMUIR ne dépendant que de la température et qui s'exprime suivant la relation de VAN'T HOFF :

$$A = A_o \exp\left(\frac{Q}{RT}\right) \quad (2)$$

En désignant par :

Q : la chaleur d'adsorption (J) ;

R : la constante des gaz parfaits (J mole⁻¹ K⁻¹) ;

T : la température de l'adsorbant (K).

Le modèle de LANGMUIR décrit des isothermes de type I. Cependant, cette théorie connaît des limites puisqu'elle ne peut pas être appliquée dans le cas d'une adsorption multicouche.

b. Modèle de BRUNAUER, EMMET et TELLER (BET)

La théorie de LANGMUIR étant inadaptée en adsorption multicouche, il est dès lors nécessaire d'introduire une autre théorie plus générale qui peut prendre en considération l'adsorption en multicouche. Ainsi les études menées par BRUNAUER, EMMET et TELLER (BET) et fondées sur le postulat de base de LANGMUIR ont apporté des précisions sur ce type d'adsorption. En effet, pour avancer leur théorie, ils ont supposé que dans toutes les couches adsorbées, sauf la première, la chaleur d'adsorption est égale à la chaleur de condensation, [95]. La vitesse d'évaporation des molécules adsorbées dans une couche est égale à la vitesse de condensation de l'adsorbat sur la couche précédente, [81]. Ainsi, les interactions gaz-gaz et gaz-solide sont prises en considération et chaque molécule adsorbée dans une couche est un site d'adsorption pour une molécule de la couche suivante. L'équation du modèle de BET s'écrit sous la forme, [47] :

$$\frac{m}{m_o} = \left(\frac{CX}{1-X} \right) \left[\frac{1-(n+1)X^n + nX^{n+1}}{1+(C-1)X - CX^{n+1}} \right] \quad (3)$$

Avec :

n : le nombre de couches moléculaires d'adsorbat ;

C : la constante caractéristique de l'adsorbat donnée par l'expression :

$$C = \exp\left(\frac{\Delta H_{ads} - \Delta H_{cond}}{RT}\right) \quad (4)$$

Si :

ΔH_{ads} : la chaleur d'adsorption de la première couche (J) ;

ΔH_{cond} : la chaleur de condensation de l'adsorbat (J) ;

$X = P/P_s$ où P_s est la pression de saturation de l'adsorbat liquide.

Le modèle de BET décrit des isothermes de type II, BRUNAUER, EMMET et TELLER ayant apporté des améliorations notables à la théorie originale de LANGMUIR. Cependant, il reste encore des phénomènes que les deux théories ne tiennent pas en compte dont l'interaction intermoléculaire de l'adsorbat et l'inhomogénéité de la surface adsorbante.

II.2.2.2. Modèles phénoménologiques

Aussi appelés modèles thermodynamiques, les modèles phénoménologiques sont des approches purement thermodynamiques. Ces modèles, développés principalement par DUBININ dans ses travaux se sont majoritairement basés sur les travaux de POLANYI étudiant le potentiel d'adsorption et le taux de remplissage des volumes poreux. Dans cet ordre, il existe principalement deux modèles : le modèle de DUBININ-RADUSHKEVICH et le modèle de DUBININ-ASTAKHOV.

a. Théorie du potentiel d'adsorption de POLANYI

En supposant que l'espace au voisinage de l'interface adsorbant/adsorbat est comme une succession de surfaces équipotentielles dont leur potentiel A_i est défini comme étant le travail nécessaire pour faire passer une molécule de l'adsorbat de la phase gazeuse à la pression P_s (pression de saturation à la température T) jusqu'à la phase adsorbée à la pression d'équilibre P , qui règne au voisinage de la surface adsorbante à la même température avec, [96] :

$$A_i = \int_P^{P_s} w_i \cdot dP = \int_P^{P_s} RT \cdot \frac{dP}{P} = RT \ln \frac{P_s}{P} \quad (5)$$

Avec :

A_i : le potentiel d'adsorption de POLANYI ;

w_i : l'espace volumique élémentaire (m^3).

Le postulat de base de la théorie de POLANYI énonce que le potentiel d'adsorption est indépendant de la température de sorte qu'il doive être le même pour un couple adsorbant/adsorbat donné pour toute température. Cette invariance s'exprime par :

$$\left(\frac{\partial A_i}{\partial T} \right)_{w_i} = 0 \quad (6)$$

Cette condition d'invariance de température signifie que la courbe donnant le potentiel d'adsorption est la même quelle que soit la température. Cette courbe est appelée courbe

caractéristique. POLANYI admet ainsi l'hypothèse que la phase adsorbée est analogue à un liquide, [97].

b. Modèle de DUBININ-RADUSHKEVICH

Le modèle de DUBININ-RADUSHKEVICH (DR) est une approche purement thermodynamique basée sur une étude théorique des quantités de masse d'adsorbat piégées à la surface d'un solide microporeux associant la notion du potentiel d'adsorption à celle du taux de remplissage, [98]. Ce modèle est régi par deux principales hypothèses :

- Le taux de remplissage θ des pores de l'adsorbant est considéré comme une fonction du potentiel d'adsorption de POLANYI noté ε . Il est donné par l'équation (7), [99] :

$$\theta = \frac{w}{w_0} = f\left(\frac{\varepsilon}{E_a}\right) \quad (7)$$

w et w_0 désignent respectivement la quantité volumique adsorbée et celle maximale d'adsorption dans les micropores (m^3) ;

E_a : l'énergie d'activation du processus de diffusion (J).

- La distribution des pores de l'adsorbant est supposée gaussienne et ainsi l'équation du modèle de DR est donnée par l'expression :

$$\theta = \exp\left(-k\left(\frac{\varepsilon}{\beta}\right)^2\right) \quad (8)$$

k étant la constante caractéristique de la distribution des pores.

Ainsi, les deux hypothèses donnent l'équation (9) s'écrivant :

$$w = w_0 \exp\left[-\left(\frac{RT}{E_a} \ln\left[\frac{P_s(T)}{P}\right]\right)^2\right] \quad (9)$$

$P_s(T)$ étant la pression de saturation de la vapeur d'adsorbat en fonction de la température T.

c. Modèle de DUBININ-ASTAKHOV

En considérant une distribution de type WEIBUL et non plus gaussienne, le modèle de DUBININ-ASTAKHOV DA est une extension généralisée du modèle de DUBININ-RADUSHKEVICH DR qui se caractérise par l'introduction d'un paramètre n dit de DUBININ-ASTAKHOV. L'équation générale d'adsorption s'exprime par l'équation, [100] :

$$w = w_0 \exp \left[- \left(\frac{\varepsilon}{E_a} \right)^n \right] \quad (10)$$

Le paramètre n dit de DUBININ-ASTAKHOV décrit l'homogénéité du solide adsorbant. En effet, plus il est élevé, plus la structure du solide est homogène. Dans le cas des charbons actifs, zéolithes et gel de silice, il est normalement compris entre 1,5 et 3. En ramenant l'expression du potentiel de POLANYI dans l'équation précédente, on obtient l'équation suivante :

$$w = w_0 \exp \left[- \left(\frac{R}{E_a} \right)^n \left(T \ln \left[\frac{P_s(T)}{P} \right] \right)^n \right] \quad (11)$$

II.2.3. Chaleur isostérique d'adsorption

La chaleur isostérique d'adsorption ΔH représente l'énergie thermique associée au processus d'adsorption. Elle est définie comme la chaleur dégagée lors de la fixation des molécules d'adsorbat sur la surface de l'adsorbant sous l'effet des forces de VAN DER WAALS. L'évaluation précise de la chaleur isostérique d'adsorption est cruciale non seulement pour estimer l'exigence énergétique du processus d'adsorption mais aussi pour déterminer la surface des transferts de chaleur, [101]. De plus, cette chaleur libérée pendant l'adsorption fait augmenter la température du lit adsorbant et exerce ainsi une influence sur le COP du système pendant l'adsorption, [102]. La chaleur isostérique d'adsorption est donnée grâce à l'équation, [103] :

$$\Delta H = T(v_g - v_a) \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right)_m \quad (12)$$

Si v_g est le volume de la phase gazeuse [m^3] et v_a , celui de la phase adsorbée (m^3).

Dans la plupart des cas de la littérature, le volume de la phase adsorbée est négligé et l'hypothèse des gaz parfaits est souvent adoptée, ce qui conduit selon la formule de CLAUSIUS-CLAPEYRON à l'expression suivante :

$$\Delta H = R.T^2 \left[\frac{\partial}{\partial T} (\ln P) \right]_m \quad (13)$$

II.3. Synthèse bibliographique

Dans l'ensemble, les études entreprises sur les PAC à adsorption sont orientées généralement sur la modélisation numérique et sur les méthodes d'optimisation des performances de la machine en particulier. MEUNIER [6] a été l'un des premiers chercheurs à étudier les PACs à adsorption. Ses travaux étaient axés sur un climatiseur à adsorption utilisant

le couple zéolithe/eau. La plupart des travaux sur les systèmes de refroidissement par PAC à adsorption ont montré l'existence des limites technologiques dépendant principalement de plusieurs facteurs dont :

- Une perte importante de la chaleur thermique sur le lit adsorbant nécessitant une stratégie de récupération de chaleur [6] ;
- Un problème d'efficacité dû à la lenteur des transferts de chaleur et de masse à l'intérieur du lit adsorbant [7] affectant directement la capacité frigorifique spéciale (SCP) ;
- Un problème du cycle du système qui est intermittent et qui constitue un handicap pour obtenir un coefficient de performance (COP) élevé [8].

Ainsi, pour optimiser les performances de la pompe à chaleur à adsorption, la majorité des auteurs s'est orientée sur plusieurs axes de recherche dont les récupérations de chaleur et de masse du lit adsorbant, l'amélioration des transferts de chaleur et de masse sur le lit adsorbant ou encore l'amélioration de la thermodynamique du cycle intermittent.

II.3.1. Récupération de chaleur et de masse sur le lit adsorbant

Les premiers travaux sur les pompes à chaleur à adsorption sont orientés directement à la recherche d'une stratégie de récupération de la chaleur sur le lit adsorbant. En conséquence, PONS et SZARZYNSKI [104] ont été parmi les premiers à proposer l'idée d'une pompe à chaleur à adsorption avec récupération de chaleur dans leur étude expérimentale. Ensuite, DOUSS et al. [105] et MEUNIER [106] ont aussi analysé l'utilisation de la chaleur pour un système à adsorption utilisant de nombreux adsorbants et ont montré que la récupération de la chaleur et le nombre d'adsorbants utilisés varient dans le même sens. La stratégie de récupération de chaleur dans le lit adsorbant a connu un véritable essor avec les travaux de ZANIFE et MEUNIER [107] lorsqu'ils ont présenté des résultats expérimentaux d'une pompe à chaleur à adsorption zéolithe/eau.

LEONG et LIU [108] ont montré l'importance d'une stratégie de récupération de la chaleur en analysant différents modèles de performance d'une pompe à chaleur à adsorption. Pour cela, ils ont mené une étude théorique sur les différents paramètres qui influent sur le système. LU et al. [109] ont utilisé un tube à chaleur pour mettre en œuvre la récupération de la chaleur dans une machine expérimentale de production de glace à adsorption de CaCl_2 -AC/ammoniac. L'utilisation d'un tube à chaleur peut alors améliorer les performances de transfert de chaleur mais elle augmente la complexité du système ainsi que ses coûts.

Un processus de récupération de chaleur passif sans pompes ou vannes supplémentaires a été étudié expérimentalement par WANG et al. [110]. Leurs résultats ont montré que les COPs d'un refroidisseur à deux lits et un refroidisseur à quatre lits ont pu être améliorés au-dessus de 38% et 25% respectivement. Cette récupération de chaleur passive a été également adoptée expérimentalement dans un refroidisseur à adsorption de gel de silice/eau par CHEN et al. [111].

BECCALI et al. [112] ont conçu un système de refroidissement par énergie solaire hybride avec la compression mécanique conventionnelle. Le système a été conçu pour les charges élevées d'humidité en raison des conditions climatiques typiques de leur site d'étude. Ils ont mis en évidence le fait que la récupération de la chaleur rejetée par le réfrigérateur est une bonne solution permettant de réduire la surface du capteur solaire dans la phase de conception. CHEKIROU et al. [113] ont détaillé un modèle thermodynamique basé sur les équations de DUBININ-ASTAKHOV d'une machine frigorifique à adsorption pour la récupération de la chaleur. Leurs résultats ont montré le rôle important d'une stratégie de récupération de chaleur dans les performances d'une machine frigorifique à adsorption.

Outre la récupération de la chaleur, la récupération de masse est un autre moyen efficace pour améliorer les performances des systèmes de refroidissement à adsorption. Cette technique peut se faire en connectant deux ou plusieurs adsorbants directement à la fin de l'adsorption et/ou désorption et une récupération de masse est traitée pour un nouveau cycle. Les performances de ce genre de système sont supérieures à celles d'un système conventionnel [114] avec une quantité de masse cyclée augmentée.

WANG [115] a développé et a testé sous diverses conditions un système de refroidissement à adsorption afin d'améliorer ses performances à l'aide des récupérations de masse et de chaleur. Leurs résultats expérimentaux montrent qu'une augmentation du COP de 25% peut être obtenue grâce à la récupération de chaleur entre deux lits d'adsorption. Cette augmentation peut être de 10% grâce à une récupération de chaleur et de masse lors du refroidissement à adsorption.

ZAJACZKOWSKI [116] a étudié un système de réfrigération à adsorption de gel de silice/eau à trois lits en utilisant un nouveau processus de récupération de masse. Les résultats numériques ont montré que des améliorations de 35% et de 15% du COP ont été obtenus grâce au procédé de récupération de masse pour des températures de source de chaleur de 65 à 85°C

respectivement. D'autres chercheurs [117] ont étudié les performances d'une pompe à chaleur à adsorption avec cycle à récupération de masse en cascade. Ils ont montré que le COP des cycles à récupération de masse en cascade est supérieur à celui du cycle de base ou du cycle de récupération de masse conventionnel.

II.3.2. Amélioration des transferts de chaleur et de masse du lit adsorbant

Pour améliorer les transferts de chaleur et de masse dans le lit adsorbant, de nombreuses études ont prouvé que l'intensification des propriétés de transfert de chaleur et de masse sur le lit adsorbant peut être efficacement obtenue par la préparation de lit adsorbant d'épaisseur mince [118] [119], en utilisant des matériaux hautement conducteurs [120] tels que des fibres à base de carbone, [121]. Ces techniques permettent de concevoir des unités de refroidissement avec des densités de puissance améliorées, [122] [123]. D'autres études récentes ont montré que l'utilisation des canaux de transfert de masse dirigés [124] [125] ou des structures avec des organes métalliques [126] [127] [128] dans le lit adsorbant permet de capitaliser les transferts de chaleur et de masse à d'autres fins.

ZHANG et WANG [129] ont été parmi les premiers chercheurs à proposer un modèle qui prend en compte à la fois le transfert de chaleur et le transfert de masse dans un lit adsorbant. A cet effet, ils ont fait appel à la loi de Darcy pour exprimer la résistance externe du transfert de masse et au modèle LDF pour résoudre la résistance interne du transfert de masse. L'adsorbant est un double tuyau cylindrique tel que l'adsorbant est placé dans l'espace annulaire. Un certain nombre d'ailettes radiales étaient attachées au tube interne et distribuées symétriquement à l'intérieur du lit adsorbant.

MAGGIO et al. [130] ont présenté un modèle dynamique pour étudier le transfert de chaleur et de masse dans un système à adsorption à deux lits avec récupération de chaleur interne. Leurs résultats ont montré que le COP du cycle de réfrigération d'adsorption du lit double augmente au regard de la configuration du lit simple. Cependant, il a été vérifié que, afin de maximiser également la puissance spécifique de la machine, les lits adsorbants doivent avoir des propriétés thermo-physiques appropriées. Par conséquent, une analyse de sensibilité a été réalisée, en étudiant les influences de la chaleur principale et des paramètres de transfert de masse sur la performance de la machine. Les résultats obtenus ont permis de définir la conception d'un lit adsorbant qui optimise ses propriétés de chaleur et de transfert de masse, ainsi que des conditions de récupération de chaleur plus rentables.

WU et al. [131] ont présenté un modèle numérique pour étudier le comportement dynamique des transferts de chaleur et de masse dans une unité de refroidissement par adsorption. Ils ont calculé la chaleur isostérique d'adsorption en utilisant la formule de CLAUSIUS-CLAPEYRON et ont supposé une pression constante dans les échangeurs de chaleur. Ils ont observé une augmentation significative de la température de l'adsorbeur qui devient moindre lors de la phase désorption/condensation et de la même manière, une diminution significative de la température de l'adsorbeur qui devient moindre lors de la phase adsorption/évaporation.

RADU et al. [132] ont construit un modèle numérique pour étudier le comportement de la sorption des particules sphériques de gel de silice pendant les phases isobariques d'une pompe à chaleur à adsorption. Le modèle comprend un transfert de chaleur couplé à un transfert de masse dans les particules adsorbantes et les espaces inter-particules entourant l'adsorbant où la vapeur d'eau est présente. Les résultats montrent que le contact entre les particules influe sur le transfert de chaleur dans les particules. Les propriétés des transferts de chaleur et de masse de l'adsorbant sont évaluées dans des conditions types de climatisation par source de chaleur basse.

DEMIR et al. [133] ont étudié l'effet de la porosité sur un lit adsorbeur granulé avec le couple gel de silice/eau et pour des valeurs de porosité de 0.1, 0.2 et 0.3. L'influence de la porosité de l'adsorbant sur les transferts de chaleur et de masse dans le lit adsorbeur a été mise en jeu dans cette étude. La période d'adsorption augmente avec l'augmentation de la valeur de la porosité. Leurs résultats ont montré que la porosité affecte les distributions de pression au début du processus et après un temps relativement court, les moyennes de ces variables dépendantes deviennent proches les unes des autres à l'état d'équilibre final.

Par ailleurs, certains chercheurs se sont intéressés à optimiser les transferts de chaleur et de masse du lit en améliorant les propriétés des matériaux adsorbants. Ainsi, ils ont utilisé soit des nouveaux matériaux [134] [135] soit des adsorbants composites consolidés, [136] [137]. La technique de préparation des adsorbants composites consolidés consiste à additionner un matériau ayant une plus grande conductivité thermique tel que le chlorure de lithium [138] à la poudre de l'adsorbant solide classique. Cette méthode a permis de mettre en œuvre des adsorbants thermiquement efficaces et d'obtenir des valeurs de conductivité thermique allant de 5 à 15W/m K ainsi qu'un coefficient d'échange de chaleur avec les parois métalliques de l'adsorbeur allant de 200 à 3 000W/m² K, [139] [140]. Globalement, ces techniques ont montré

une augmentation significative du COP de refroidissement de 6 à 17% par rapport à celui des adsorbants naturels classiques. Toutefois, face à l'amélioration des transferts de chaleur, les transferts de masse ont été diminués et la perméabilité de l'adsorbant consolidé est plus faible que celle d'un adsorbant ordinaire, [141].

MARLETTA et al. [142] ont proposé un modèle dynamique 2D pour étudier un lit adsorbeur consolidé. Ils ont négligé le gradient radial de la température dans les transferts de chaleur du fluide et du métal. La méthode des différences finies est utilisée pour discrétiser les équations aux dérivées partielles du temps et les conditions initiales. La température moyenne des différentes composantes du système ainsi que la pression de l'adsorbeur ont été calculées pour les différentes phases du cycle. Il a été montré qu'en terme de performance, le lit adsorbeur consolidé est mieux que le lit adsorbeur traditionnel.

DAWOUD et al. [143] ont proposé un modèle à une dimension pour modéliser l'adsorption de la vapeur d'eau dans une couche de zéolithe consolidée. Le transfert de masse est décrit par la diffusion à l'intérieur des micropores tandis que la conduction est utilisée pour mettre en évidence les transferts de chaleur à l'intérieur de la couche de zéolithe. Leurs résultats montrent que l'utilisation d'une diffusivité constante avec des valeurs de concentration plus élevées que 5g/100g peut conduire à des erreurs non négligeables.

II.3.3. Amélioration de la thermodynamique du cycle intermittent

GUILLEMINOT et al. [144] ont été parmi les premiers à évoquer le principe du cycle intermittent en étudiant une machine frigorifique pour produire de la glace. MHIRI et EL SALEM [145] ont présenté un réfrigérateur solaire à adsorption à cycle intermittent journalier qui utilise le couple charbon actif AC35/méthanol. La gestion du système consiste uniquement à manœuvrer les volets d'aération pour le chauffage ou le refroidissement des capteurs et les vannes pour changer de circuit. Leurs résultats montrent qu'avec un rendement de captation compris entre 0,5 et 0,6, il est possible d'obtenir un COP solaire élevé : compris entre 0,14 et 0,2.

KARAGIORGAS et MEUNIER [146] ont présenté une étude expérimentale de la réponse d'un réacteur à zéolithe soumis à des échelons et des créneaux de pression de vapeur d'eau. Cette réponse est étudiée en fonction de différents paramètres (amplitude de l'échelon de pression, coefficient de perte de charge de la canalisation, réponse adiabatique ou quasi isotherme). Ils ont conclu que les limitations dues à la cinétique de désorption de la zéolithe

n'interviennent qu'aux puissances élevées pour une couche de zéolithe (en billes de 1mm de diamètre) d'environ 5mm d'épaisseur.

AITTOMAKI et HARKONEN [86] ont développé expérimentalement un modèle de pompe à chaleur à adsorption de méthanol dans les zéolites synthétiques 13X, 4A et 5A. Les isothermes d'adsorption du méthanol dans les zéolites synthétiques 13X, 4A et 5A ont été mesurées par gravimétrie à diverses températures. Le modèle de LANGMUIR et la théorie du potentiel ont été utilisés pour corréler les équilibres et pour établir le diagramme $(\log P, 1/T)$. La chaleur différentielle d'adsorption a été mesurée par calorimétrie pour les trois zéolites. Dans une autre étude [87], ils ont conçu un modèle numérique simple pour simuler le comportement des phases d'adsorption et de désorption. Ce modèle a été testé en comparant les valeurs simulées avec celles mesurées pour les zéolithes synthétiques 5A et 13X dans le but de montrer l'influence de la configuration du lit adsorbant sur le système.

CRITOPH [147] a étudié les cycles thermodynamiques des différents couples d'adsorption d'une machine frigorifique solaire. Il a constaté que le couple charbon actif/méthanol donne un COP élevé par rapport à ceux des autres couples. Pour cela, il a utilisé le modèle de DUBININ-ASTAKHOV pour calculer les COPs du cycle, en supposant constantes la source de chaleur et la température.

CACCIOLA et RESTUCCIA [148] ont aussi présenté un modèle d'analyse thermodynamique détaillé des cycles simples et avec régénération d'une pompe à chaleur à adsorption. Ils ont étudié l'influence de la chaleur massique généralement inconnue de l'adsorbat sur la précision du modèle. Deux réacteurs isothermes sont utilisés pour calculer les fonctions intégrales des énergies entrante et sortante du cycle de régénération. Les résultats sont présentés en termes de COP et SCP pour deux couples zéolite/eau (types 13S et 4A) et charbon actif/méthanol.

LUO et FEIDT [149] ont présenté une étude expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption rendant compte du fonctionnement transitoire de chaque composante de la machine, en particulier de l'adsorbant, ainsi que des distributions de température dans cet adsorbant. Dans le même sens, COULIBALY et al. [150] ont étudié, grâce à un modèle numérique bidimensionnel, le comportement thermique d'un générateur de machine frigorifique à adsorption de charbon actif/alcool lors des phases de chauffage et de refroidissement correspondant à un cycle d'une durée moyenne de trois heures.

Certains auteurs ont montré que le problème de discontinuité du cycle peut être résolu en utilisant plusieurs lits adsorbants [151] [152] malgré les augmentations de l'encombrement, du poids et du prix de la machine, [153]. Le système à deux lits adsorbants consiste à utiliser deux adsorbants en intermittence et en opposition de phase. En effet, lorsque l'un des deux lits se trouve en régénération-condensation, le second doit être en une phase d'adsorption-évaporation. Cette technique peut se réaliser en jouant sur les propriétés de résistance du solide adsorbant [154] [155] ou notamment sur les paramètres de conception du système, [156]. L'utilisation de deux adsorbants a aussi permis de mettre en évidence la possibilité de transférer de l'énergie d'un adsorbant à un autre lorsque la température moyenne de l'un est plus basse que celle de l'autre et que la température de sortie de l'un est plus élevée que celle de l'autre, [157]. Cette solution est particulièrement efficace pour éliminer le facteur "intermittence" de la PAC d'adsorption.

De nombreux efforts ont été également consacrés à développer des PAC avec cycles à adsorption avancés (matelas dispersant, ondes thermiques, réduction de la chaleur de régénération, etc.) à l'image des recherches de RAMZY et al. [158] qui ont examiné l'impact des variations des tailles des particules dans plusieurs parties d'un matelas dispersant sur les plans numériques et expérimentaux alors que d'autres auteurs ont comparé les matelas isothermes à cycle aux ondes thermiques en examinant le compromis entre l'efficacité énergétique et la densité de puissance. SCHICKTANZ et al. [159] ont évalué l'importance des paramètres du cycle et celle de la conception à l'aide d'un modèle simplifié de cycles à adsorption utilisant un matelas isotherme, mettant l'accent sur l'utilisation d'un couple méthanol/charbon et la comparaison de ce couple avec d'autres couples.

CHAHBANI et al. [160] ont étudié les pompes à chaleur à adsorption avec régénération de chaleur. Il en ressort de leurs travaux que l'augmentation de la température de régénération entraîne des augmentations à la fois du COP et de la SCP. L'amélioration du COP de l'unité de refroidissement peut aussi se faire en réduisant la quantité de chaleur nécessaire pour la phase de régénération. Toutefois, cette technique est difficile à mettre en œuvre en raison de plusieurs adsorbants capables de se régénérer à haute température, [161].

JIANGA et al. [162] ont étudié les limites thermodynamiques d'un cycle de pompe à chaleur à adsorption en comparant plusieurs types d'adsorbant dont la MOF 801 et la zéolithe 13X. Des valeurs maximales de COP d'une valeur de 1.6 avec une température de régénération

de 76°C et celle de 1.5 avec celle 120°C sont obtenues respectivement pour la MOF 801 et la zéolithe 13X.

RUPAM et al. [102] ont montré l'importance de la thermodynamique dans la phase adsorbée et celle de la chaleur isostérique de l'adsorption de l'adsorbant pour prédire les performances du système d'une pompe à chaleur à adsorption. Ainsi, ils ont comparé les performances de six potentiels paires d'adsorbant/adsorbat à l'aide d'un modèle mathématique permettant de déterminer la chaleur d'adsorption. Il en résulte qu'à une température fixe de 303K, l'entropie de la phase adsorbée avait une tendance croissante sur la quantité de masse d'adsorbat pour toutes les paires étudiées dont les COP et SCP ont été calculés. Cette analyse comparative est importante pour choisir la paire adsorbant/adsorbat appropriée dans une application d'une pompe à chaleur.

AZAHAR et al. [101] ont présenté un modèle thermodynamique de la chaleur isostérique de l'adsorption qui répond au comportement non idéal et à la variation de la densité de phase adsorbée. Ils ont validé leur modèle en utilisant des données expérimentales à partir des modèles disponibles dans la littérature qui utilisent l'hypothèse de gaz parfait avec un volume de phase adsorbée négligeable. Pour l'évaluation du COP, un modèle de cycle d'équilibre amélioré est développé et la performance de ce système est étudiée en utilisant divers modèles pour la chaleur isostérique de l'adsorption. Pour l'adsorption à des conditions partiellement imposées, les valeurs du COP prédites par le modèle idéal sont jusqu'à 1,8% plus élevées par rapport à celles calculées pour les modèles classiques.

D'autres auteurs ont analysé l'influence des paramètres du système pour améliorer le cycle de la PAC à adsorption. SWARD et al. [163] ont examiné les impacts des différentes caractéristiques du système sur les performances du cycle dont les températures limites, les durées du cycle, l'emplacement des vannes à l'entrée et à la sortie du lit adsorbant. Une augmentation de 1.2% du COP du cycle a été observée par rapport au cas classique pour une source de chaleur de 393K, une température de condensation de 303K, une température d'évaporation de 278K et un couple NaX zéolithe/eau comme générateur.

TATLIER et ERDEM-SENATALAR [164] ont étudié les effets des épaisseurs des parois de tubes d'échangeur de chaleur en acier inoxydable sur la performance des installations à adsorption utilisant des revêtements en zéolithe 4A synthétisés sur les tubes métalliques. Il en résulte qu'en diminuant l'épaisseur de la paroi des tubes de l'échangeur de chaleur, la puissance

et les valeurs du COP du cycle augmentent lorsqu'on tient compte de l'épaisseur optimale de la couche de zéolite pour chaque épaisseur de paroi. Une telle amélioration est probablement limitée par l'épaisseur minimale de parois réalisable dans l'état actuel de la technologie.

WANG et WU [165] ont étudié l'influence d'une source de chaleur intermittente sur une machine de fabrication de glace à adsorption. Une production frigorifique de 15kg/h de glace est obtenue pour une température d'évaporation de 11°C, une température de condensation de 30°C et une température source de 110°C. Leurs résultats ont montré que même avec une source de chaleur intermittente, la production frigorifique atteint 26.6% mais avec un COP de 6%. Enfin, certains auteurs ont proposé l'utilisation d'une solution hybride combinant les pompes à chaleur à adsorption avec d'autres moyens tels que l'intégration des matériaux à changement de phase [166] ou avec l'énergie solaire photovoltaïque, [167].

Enfin, des nouveaux prototypes de pompe à chaleur à adsorption ont aussi vu le jour afin d'améliorer le cycle des PACs à adsorption. WANG et al. [168] ont conçu une machine à adsorption pour le conditionnement d'air utilisant le couple zéolite/eau. Ils ont mis en évidence la possibilité d'utiliser un système à deux compartiments composés d'un adsorbent, un évaporateur et un condenseur chacun. Leur système fonctionnait à une haute température de près de 450°C d'un gaz d'échappement due à la combustion dans une locomotive.

WANG et ZHANG [169] ont montré que l'utilisation des tubes multi-refroidissements permet d'améliorer le cycle de fonctionnement de la pompe et de réduire l'encombrement de la machine. Un tube multi-refroidissement est un tube dans lequel un adsorbent, un condenseur et un évaporateur sont tous complètement logés ensemble pour former l'unité de refroidissement à adsorption à petite échelle.

HAMID et IMAM [170] ont abordé également l'optimisation mais ont mis l'accent sur la conception détaillée d'un réacteur à sorption muni de tubes avec ailettes circulaires. DEMIR [59] a montré que la régénération du lit adsorbent d'une pompe à chaleur à adsorption zéolite/eau peut se faire rapidement en utilisant le chauffage par micro-onde.

SOLMUS et al. [171] ont développé un modèle avec un adsorbent cylindrique utilisant le couple gel de silice/eau. Ils ont étudié l'influence des paramètres tels que les matériels, les configurations géométriques de l'adsorbent ainsi que les paramètres de fonctionnement. Leurs résultats indiquent que les augmentations de la pression d'évaporation et de la température de la source chaude accroissent la quantité frigorifique produite. Par contre, les augmentations de

la pression de condensation et de la température de la source froide diminuent la quantité frigorifique produite.

Conclusion partielle

Les pompes à chaleur à adsorption sont une alternative réelle afin de satisfaire les besoins en froid dans l'industrie comme dans les installations domestiques en raison de la bonne réversibilité des réactions d'adsorption, de la simplicité de la technologie. Une synthèse bibliographique nous a permis de mettre en exergue les différents modèles qui décrivent au mieux le phénomène d'adsorption avec leurs principales avancées dans les domaines de récupération de chaleur sur le lit adsorbant et d'utilisation d'adsorbants composites ou des matériaux hautement conducteurs. L'état de l'art nous a montré que l'un des avantages de ces systèmes est leur capacité à produire du froid à partir d'une source de basse température. Ils sont donc adaptables à la géothermie. Il permet aussi de guider le choix des modèles mathématiques, du couple adsorbant/adsorbant ou encore de la méthode adaptée pour la validation de nos résultats. Il se révèle que les systèmes frigorifiques à adsorption représentent une solution pour la climatisation des habitats notamment dans un Pays comme les Comores où le climat tropical fait état d'une gamme de températures assez élevées.

Notre étude consiste ainsi à proposer un modèle mathématique à l'aide d'un code de calcul pour décrire le fonctionnement d'un système de climatisation d'un habitat individuel composé d'une pompe à chaleur géothermique à adsorption couplé à un modèle d'habitat. Le code est testé en regardant l'influence des principaux paramètres tels que les propriétés physiques des matériaux, les capacités thermodynamiques et physiques du couple adsorbant/adsorbant et le flux solaire sous les conditions météorologiques des Comores. Le prochain chapitre est alors consacré à la modélisation d'un habitat dit « type » aux Comores équipé d'une unité de climatisation par adsorption.

Chapitre III : MODELISATION D'UN D'HABITAT ÉQUIPÉ D'UNE UNITÉ DE CLIMATISATION PAR ADSORPTION

Introduction

Ce chapitre aborde la modélisation d'un habitat équipé d'une unité de climatisation alimentée par une PAC par adsorption. Au niveau de l'habitat et de sa toiture, la modélisation se base principalement sur une description des transferts de chaleur entre les parois et les airs intérieurs suivant les trois principaux modes de transfert thermique à savoir la conduction, la convection et le rayonnement. Quant à l'unité de climatisation, en plus des transferts de chaleur, la modélisation tient compte des transferts de masse lors des phases d'adsorption et de désorption, de la cinétique d'adsorption et du modèle d'adsorption. Les équations établies permettent alors d'obtenir les profils temporels des températures des différentes composantes du système qui permettent d'évaluer les performances thermiques de l'habitat. Dans notre cas, ces équations sont établies grâce au premier principe de la thermodynamique sur la conservation de l'énergie et à l'utilisation des analogies qui existent entre les transferts des charges électriques et les transferts thermiques. Le couplage du système s'effectue grâce à un transfert convectif entre l'air à l'intérieur de l'habitat et la surface de l'évaporateur. Par ailleurs, les coefficients de performance de l'unité de climatisation sont obtenus en utilisant les différentes températures de fonctionnement définissant le cycle thermodynamique. La discrétisation et la résolution du système d'équations sont effectuées grâce à la méthode des différences finies appliquée en un point de la surface d'échange considérée.

III.1. Description globale du modèle

III.1.1. Description physique de l'habitat

L'habitat étudié dans le cadre de cette thèse se réfère à un habitat dit « type » aux Comores. Il est construit de telle sorte que sa façade principale (façade avant) soit orientée vers l'Ouest. Il s'agit d'un habitat mono-zone constitué d'une toiture et d'une enceinte habitable. Un faux plafond de petite épaisseur en placoplâtre est utilisé entre la toiture et l'enceinte habitable. Ce faux plafond permet de séparer l'air confiné à l'intérieur du comble de la toiture de celui à l'intérieur de l'enceinte habitable. L'habitat a une surface au plancher de 12m^2 pour une hauteur de mur de 3m. On suppose que les fenêtres et la porte sont complètement fermées. L'habitat est

équipé d'une unité de climatisation par adsorption fonctionnant à l'aide d'une PAC géothermique.

Notre système est alors composé de l'habitat d'une part et de l'unité de climatisation d'autre part. Chaque partie constitue un système à part entière et sa modélisation se fait aussi à part. Ensuite, nous effectuons le couplage des deux systèmes à travers un transfert convectif entre l'air à l'intérieur de l'habitat et la surface de l'évaporateur. Les différentes parties de l'habitat sont décomposées comme suit :

- Les toitures des côtés Nord et Sud, de forme rectangulaire, sont assimilées, chacune à un capteur plan incliné d'un angle θ . Elles sont composées de tôle stabilisée grâce à des poutres en fer. Les façades Est et Ouest de la toiture sont les prolongements des murs respectivement Est et Ouest de l'enceinte habitable ;
- L'enceinte habitable est, quant à elle, de forme parallélépipédique. Elle est composée d'une chambre dont les murs verticaux sont construits avec des briques "parpaing" en ciment mélangé au sable fin. Les murs sont stabilisés par des poteaux en béton. Ils sont assez épais pour une bonne isolation de l'habitat dans les meilleures conditions de confort thermique.
- Le plancher est en béton de forme rectangulaire en contact direct avec le sol.

L'ensemble des matériaux utilisés sont des matériaux disponibles sur le marché local. Le tableau 6 résume les propriétés thermophysiques des principaux matériaux de l'habitat.

Tableau 6 : Propriétés thermo-physiques des matériaux.

Composante	Type de matériau	Conductivité thermique (W/m K)	Chaleur spécifique (J/kg K)	Masse volumique (kg/m³)
Tôle	Acier	0.752	800	1 200
Faux plafond	Placoplâtre	0.24	2 300	650
Mur	Brique en ciment	1.1	900	1 500
Plancher	Béton	0.9	840	2 300

III.1.2. Modèle du climatiseur par adsorption de notre étude

L'unité de climatisation par adsorption est une PAC à adsorption composée d'un capteur adsorbant où se trouvent les deux générateurs adsorbant/adsorbat, d'un condenseur à air, d'un évaporateur et d'une centrale de conditionnement d'air. La centrale de conditionnement consiste en un réservoir d'eau dans lequel un échangeur eau-air est immergé. Le rafraîchissement de l'air est assuré par l'évaporateur placé à l'intérieur de la face interne de la paroi Nord de l'habitat. Les principaux éléments de l'unité de climatisation sont décrits comme suit :

- Le capteur adsorbant est de forme cylindrique creuse de longueur $L = 1.2m$ et est posé horizontalement à l'extérieur de l'habitat. Il est composé d'une paroi épaisse extérieure isolante nommée dans la suite « paroi » et d'une paroi fine intérieure nommée dans la suite « cloison » à l'intérieur de laquelle circule le fluide géothermique. Les rayons intérieurs et extérieurs de la cloison et de la paroi sont respectivement égaux à $r_1 = 3cm$, $r_2 = 3.1cm$ et $R_1 = 6cm$ et $R_2 = 6.4cm$. Le capteur est relié, d'une part, par des tubes de vapeur avec le condenseur et l'évaporateur et d'autre part, par le tuyau de canalisation où circule le fluide géothermique chaud.
- Le condenseur à air est à double paroi et de forme parallélépipédique. Il constitue l'élément dans lequel la vapeur d'adsorbat se condense à haute pression. Il est situé à l'extérieur de l'habitat et il établit un contact permanent avec le milieu ambiant. Le condenseur est posé de telle sorte que le condensat liquide s'écoule facilement sous l'effet de la gravité vers l'évaporateur. Il est refroidi par circulation d'eau froide pendant la journée et par la température ambiante durant la nuit.
- L'évaporateur, dans lequel le condensat s'évapore à la pression d'évaporation, est constitué de tubes en cuivre et d'ailettes espacées les unes des autres. De forme parallélépipédique, il est fixé sur la paroi Nord à l'intérieur de l'habitat de telle sorte qu'il occupe une partie de la surface de cette paroi. La vaporisation du méthanol entraîne le refroidissement de l'évaporateur.
- Une valve de détente dans laquelle l'adsorbat effectue une chute de la pression.
- Des vannes de liaison sont utilisées afin de maîtriser l'écoulement de l'adsorbat entre les différentes composantes.

Nous avons choisi le couple zéolithe/méthanol comme générateur. Grâce aux capacités de forte pression de saturation du méthanol et aux grandes capacités d'adsorption de la zéolithe, ce couple est utilisé, dans notre cas, pour la climatisation avec ses avantages assez précieux.

Par ailleurs, ce couple est bien adapté à la géothermie de basse température tout en produisant des bons résultats pour la climatisation des habitats. La couche de zéolithe, chargée en méthanol est déposée entre la paroi et la cloison de telle sorte qu'elle occupe la totalité du volume disponible. Les dimensionnements du condenseur et de l'évaporateur tiennent compte de la masse de vapeur de méthanol à cycler et de la surface d'échange de l'évaporateur servant à rafraîchir l'habitat.

III.1.3. Principe de fonctionnement

Le flux solaire incident arrive sur la toiture et les murs verticaux de l'habitat. Une partie de cette chaleur est alors absorbée par les tôles et les parois et une autre partie est transmise par conduction à l'air intérieur. Cette chaleur pénètre dans l'enceinte habitable à travers le faux plafond et les murs. La température intérieure de l'habitat augmente sous l'effet conjugué du flux solaire et de la température ambiante. Le transfert de chaleur se produit essentiellement grâce aux trois modes d'échange thermique mis en jeu : conduction, convection et rayonnement. Parallèlement, on suppose qu'un volume de fluide géothermal est injecté à l'intérieur de la cloison avec une vitesse d'écoulement supposée constante pour chauffer les parties métalliques de l'adsorbent. La cloison en contact direct avec le fluide géothermal reçoit par convection de la chaleur du fluide géothermal dont le débit d'entrée est imposé. Cette chaleur est ensuite transmise par conduction au mélange zéolithe/méthanol. La désorption de la vapeur de méthanol est assurée par l'apport de cette chaleur qui accroît la température de la zéolithe. La vapeur de méthanol s'écoule vers le condenseur. Après avoir traversé la valve de détente, le réfrigérant liquide s'écoule vers l'évaporateur dans lequel il s'évapore à la pression d'évaporation prélevant ainsi de la chaleur dans l'évaporateur et dans le réservoir d'eau.

III.2. Formulation mathématique du problème

III.2.1. Choix du modèle du climatiseur par adsorption

III.2.1.1. Choix du modèle de la cinétique

La modélisation mathématique d'une machine frigorifique par adsorption requiert la connaissance d'un modèle de la cinétique d'adsorption. En effet, la cinétique d'adsorption d'un gaz par un solide poreux constitue un facteur important dans le fonctionnement d'une machine à adsorption. Le transfert de chaleur induit à l'intérieur du milieu poreux un transfert de masse. Ainsi, les zones ou couches les plus chaudes vont désorber du méthanol dont une partie est

adsorbée sur les zones ou couches plus froides, [81] [62]. Cette migration de masse contribue au transfert thermique et influence la distribution de température dans le sens d'une plus grande homogénéité, [62]. Le transfert de chaleur dans le milieu poreux induit un transfert de masse qui affecte à son tour le mécanisme de transfert de chaleur. En considérant ces phénomènes suscités, il est nécessaire de décrire avec précision la cinétique de transfert de masse. Ce phénomène dépend des propriétés physiques et géométriques du milieu poreux telles que la dimension des pores et la concentration d'adsorbat, [47]. Il existe différents modèles utilisés pour décrire la cinétique d'adsorption. En tenant compte de ces différents modèles, nous avons choisi le modèle linéaire de cinétique appelé *Linear Driving Force* (LDF) dans notre étude pour décrire la cinétique des transferts de chaleur et de masse à l'intérieur des pores. Il représente bien le phénomène que nous voulons décrire. En effet, contrairement à d'autres modèles, ce modèle suppose que la cinétique d'adsorption n'est pas instantanée et qu'elle est dépendante de la différence de masse entre la masse totale de vapeur adsorbable à l'équilibre notée m_0 et celle adsorbée à l'instant t notée $m_e(t)$. L'équation régissant ce modèle permet de déterminer alors le débit de vapeur adsorbée selon l'expression suivante, [172] :

$$\frac{\partial m_e}{\partial t} = k(m_0 - m_e(t)) \quad (14)$$

k , étant le coefficient de transfert de masse effectif à l'intérieur des pores.

La connaissance de ce coefficient demande une compréhension globale des différentes conditions limites de la cinétique et son expression est telle que, [173] :

$$k = \frac{F D_e}{R_p^2} \quad (15)$$

Avec :

F : la constante dépendant de la géométrie des pores du solide ;

R_p : le rayon des pores adsorbants (m) ;

D_e : la diffusivité effective liée à la température par l'équation D'ARRHENIUS, [48] :

$$D_e = D_0 \cdot \exp(-E_a/RT) \quad (16)$$

Avec :

D_0 : le facteur pré-exponentiel de la diffusivité ;

R : la constante universelle des gaz parfaits ($\text{J mole}^{-1} \text{K}^{-1}$).

Au final, le débit de vapeur adsorbée à l'instant t est égal :

$$\frac{\partial m_e}{\partial t} = \frac{F.D_0}{R_p^2} (m_0 - m_e(t)) \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (17)$$

III.2.1.2. Choix du modèle d'adsorption

Outre le choix du modèle de la cinétique qui donne le débit, l'utilisation d'un modèle d'adsorption permet d'obtenir la masse d'adsorbat adsorbée à l'instant t et la quantité de chaleur isostérique d'adsorption en fonction de la température T et de la pression P . Le choix du modèle d'adsorption permet de maîtriser les paramètres d'équilibre entre l'adsorbant et l'adsorbat. Cela nécessite un choix approprié du modèle d'adsorption permettant de décrire correctement les propriétés d'adsorption du couple utilisé. En se basant sur les différents modèles décrits au chapitre précédent, nous avons choisi le modèle thermodynamique de DUBININ-ASTAKHOV. Ce modèle a donné plusieurs résultats satisfaisants dans plusieurs études et semble être le mieux adapté à notre modèle. A partir de ce modèle, nous avons les expressions de la masse m_e d'adsorbat adsorbée et de la chaleur isostérique de sorption ΔH .

L'équation exprimant la masse m_e est donnée en introduisant la masse volumique $\rho_e(T)$, qui est en fonction de T , dans l'équation du modèle de DUBININ-ASTAKHOV. L'équation de la masse adsorbée s'écrit alors :

$$m_e(t) = w_0 \rho_e(T) \exp\left\{-\left(\frac{R}{E_a}\right)^n \left[T \ln\left(\frac{P_s(T)}{P}\right)\right]^n\right\} \quad (18)$$

En notant $D = \left(\frac{R}{E_a}\right)^n$, cette équation de la masse s'exprime comme suit :

$$m_e(t) = w_0 \rho_e(T) \exp\left\{-D \left[T \ln\left(\frac{P_s(T)}{P}\right)\right]^n\right\} \quad (19)$$

Après différenciation, l'équation de la masse adsorbée conduit à l'expression suivante :

$$\frac{\partial m_e}{\partial t} = w_0 \rho_e(T) D n T^n \left[\ln\left(\frac{P_s(T)}{P}\right)\right]^{n-1} \left[\frac{\partial \ln P}{\partial t} - \frac{\Delta H}{RT^2} \frac{\partial T}{\partial t}\right]^n \quad (20)$$

Où il a été introduit l'équation de CLAPEYRON de formule :

$$\left(\frac{\partial \ln P}{\partial t}\right)_m = \frac{\Delta H}{RT^2} \quad (21)$$

Ce qui conduit ainsi à l'expression de la chaleur isostérique de sorption ΔH donnée par :

$$\Delta H = L + RT \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) + \frac{RT \alpha_e}{D n T^{n-1}} \left[T \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) \right]^{1-n} \quad (22)$$

Avec :

$L = R \cdot T^2 \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right)$: la chaleur latente de condensation (J/kg) ;

$\alpha_e = -\frac{\partial}{\partial T} (\rho_e(T))$: le coefficient d'expansion thermique de l'adsorbat liquide.

Quant à la pression de saturation du méthanol, elle s'exprime grâce à la formule d'ANTOINE, [174] :

$$P_s(T) = 133.33 \exp \left(18.5875 - \left(\frac{3626.55}{T-34.29} \right) \right) \quad (23)$$

III.2.2. Hypothèses simplificatrices

Dans le cadre de cette présente étude, les hypothèses suivantes sont adoptées :

- Le milieu zéolithe/méthanol est unique pour être considéré comme une composante constituant un nœud ;
- Les transferts thermiques sont unidirectionnels ;
- L'inertie thermique de l'air et les pertes de charge sont négligeables ;
- L'air est considéré comme un gaz parfait transparent au rayonnement solaire ;
- L'habitat et le capteur ne sont le siège d'aucun transfert de masse ;
- Les propriétés thermophysiques des matériaux sont constantes ;
- La distribution de la température sur les différentes parois est supposée homogène ;
- Le générateur est à symétrie cylindrique ;
- Les transferts thermiques à l'intérieur du milieu poreux sont à négliger ;
- Les pressions sont constantes dans le condenseur et dans l'évaporateur ;
- La totalité de la masse d'adsorbat désorbée est condensée ;
- Les matériaux sont assimilés à des corps gris ;
- La voute céleste se comporte comme un corps noir.

III.2.3. Equations de base

La méthodologie qui consiste à établir les équations régissant notre modèle est basée sur l'approche nodale. Cette méthode consiste à effectuer un bilan thermique pour chacune des

composantes mises en jeu au niveau du système. L'habitat, tout comme l'unité de climatisation, est assimilé à un système thermique où chaque paroi est considérée comme une composante à part entière du système. Ainsi, à chaque composante correspond une seule température, à l'exception du fluide géothermal. De ce fait, il est possible de décrire l'évolution au cours du temps de l'ensemble des températures du système. Les équations du bilan thermique sont alors établies en nous basant sur l'analogie qui existe entre les transferts thermiques et les transferts électriques.

Pour une formulation mathématique du problème, nous considérons un nœud i quelconque d'une composante du modèle sur lequel nous appliquons le principe de la conservation de l'énergie. D'une manière générale, la variation instantanée de l'énergie sur un nœud est égale à la somme algébrique des densités de flux échangées en ce même nœud. L'équation générale du bilan thermique s'écrit alors de la forme :

$$m_i c p_i \left(\frac{\partial T_i}{\partial t} \right) = \sum_j h_{ij}^x S_i (\Delta T)_{i,j} + Q_i \quad (24)$$

Avec :

$h_{i,j}^x$: le coefficient de transfert selon le mode de transfert x entre les nœuds d'indices i et j ($\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$) ;

Q_i : la source de chaleur apportée au nœud d'indice i (J) ;

S_i : la surface d'échange assimilée au nœud d'indice i (m^2) ;

$(\Delta T)_{i,j}$: la variation de la température entre les surfaces d'indices i et j (K).

Pour les parois extérieures de l'habitat, la valeur de Q_i est donnée par l'expression :

$$Q_i = \alpha_i \varphi_i \quad (25)$$

Si on note par :

α_i : l'absorptivité de la paroi i ;

φ_i : la densité de flux solaire arrivant sur la paroi i (W m^{-2}).

Dans le cas particulier du fluide géothermal, l'équation de base est :

$$m_i c p_i \left(\frac{\partial T_i}{\partial t} + \vec{U} \cdot \overrightarrow{grad} T_i \right) = \sum_i h_{ij}^x S_i (\Delta T)_{i,j} + Q_i \quad (26)$$

Où $\overrightarrow{grad} T_i$ indique le gradient de la température entre les nœuds i et j .

III.2.4. Bilan des transferts de chaleur et de masse

III.2.4.1. Bilan des transferts de chaleur et de masse pour l'unité de climatisation

La figure 8 est une représentation schématique de l'unité de climatisation avec les différents transferts thermiques ayant lieu. Dans ce qui suit, nous établissons les équations de bilan thermique sur l'ensemble de l'unité de climatisation composante par composante.

a. Au niveau du capteur adsorbent

Le bilan thermique du capteur tient compte du bilan des transferts de chaleur au niveau de la paroi du tube pour les deux faces extérieures et intérieures, du milieu zéolithe/méthanol, de la cloison avec ses faces extérieure et intérieure ainsi que le bilan du fluide géothermal.

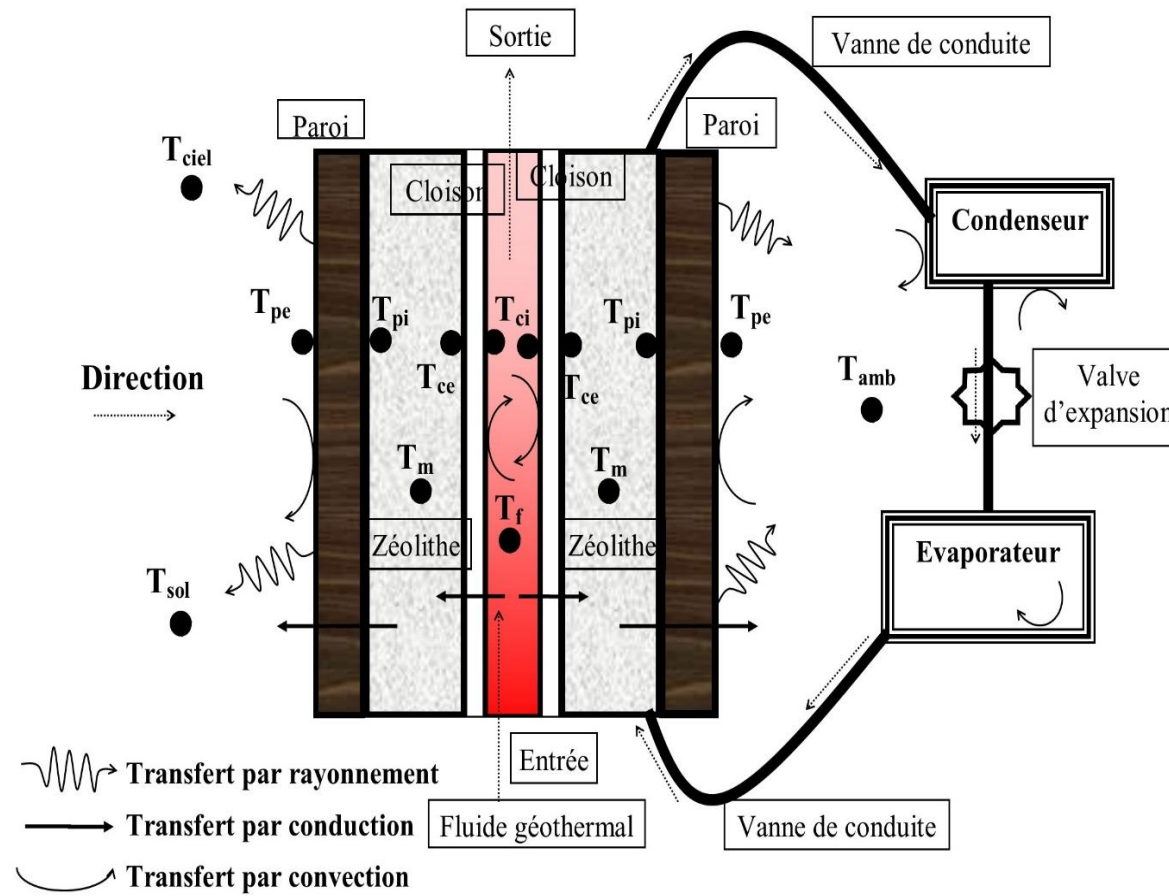


Figure 8 : Différents transferts au niveau du capteur adsorbant

a1. Pour le fluide géothermal

Pour décrire le passage du fluide géothermal au niveau du générateur, nous subdivisons ce dernier en plusieurs sections S_i de même longueur Δx . L'étude se fait alors d'une section à une autre jusqu'à parcourir la totalité de sa longueur en commençant par la première section S_1 qui est la section d'entrée du fluide. Nous considérons ensuite deux points a_1 et b_1 situés sur chaque extrémité de la première section. Le fluide entre alors dans cette section au point a_1 avec sa vitesse moyenne d'écoulement et une température initiale notée T_f avant de sortir par le point b_1 avec une température de sortie notée T_{f-1} ($T_f > T_{f-1}$). A l'intérieur de cette section, il cède de la chaleur à la face intérieure de la cloison par convection. La même opération se répète à la section suivante S_2 en reprenant la température de sortie T_{f-1} comme température d'entrée au point a_2 pour une température de sortie notée T_{f-2} au point b_2 et ainsi de suite jusqu'à parcourir la totalité de la longueur du générateur. Par ailleurs, le fluide échange par convection avec la face intérieure de la cloison du capteur de température T_{ci} . Le bilan de transfert de chaleur pour le fluide géothermal s'écrit alors :

$$\frac{m_f c_{p_f}}{S_f} \left(\frac{\partial T_f}{\partial t} + U \frac{T_f - T_{f-1}}{\Delta x} \right) = h_{f,ci}^{cv} (T_{ci} - T_f) \quad (27)$$

Avec :

m_f : la masse du fluide (kg) ;

Cp_f : la capacité calorifique à pression constante du fluide ($J \text{ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$) ;

S_f : la surface d'échange du fluide (m^2) ;

T_f : la température du fluide à l'entrée (K) ;

T_{f-1} : la température du fluide à la sortie (K) ;

Δx : la longueur de la section considérée (m) ;

$h_{f,ci}^{cv}$: le coefficient de transfert convectif entre le fluide et la cloison ($W/m^2 \text{ K}$) ;

U : la vitesse moyenne d'écoulement (m/s).

a2. Au niveau de la cloison, face intérieure

La face intérieure de la cloison échange de la chaleur par conduction avec la face extérieure de la cloison de température T_{ce} et par convection avec le fluide géothermique. Le bilan thermique au niveau de la face intérieure de la cloison s'écrit ainsi :

$$\frac{m_c c_{p_c}}{S_{ci}} \left(\frac{\partial T_{ci}}{\partial t} \right) = h_{ce,ci}^c (T_{ce} - T_{ci}) + h_{f,ci}^{cv} (T_f - T_{ci}) \quad (28)$$

Avec :

m_c : la masse de la cloison (kg) ;

c_{p_c} : la capacité calorifique à pression constante de la cloison ($J K^{-1} kg^{-1}$) ;

S_{ci} : la surface d'échange de la cloison intérieure (m^2) ;

T_{ce} : la température de la face extérieure de la cloison (K) ;

$h_{ce,ci}^c$: le coefficient de transfert par conduction au niveau de la cloison ($W/m^2 K$).

a3. Au niveau de la cloison, face extérieure

La face extérieure de la cloison échange de la chaleur avec le milieu poreux zéolithe/eau de température T_m et la face intérieure de la cloison par conduction. Le bilan de transfert de chaleur au niveau de la face extérieure de la cloison s'écrit alors :

$$\frac{m_c c_{p_c}}{S_{ce}} \left(\frac{\partial T_{ce}}{\partial t} \right) = h_{ce,ci}^c (T_{ci} - T_{ce}) + h_{ce,m}^c (T_m - T_{ce}) \quad (29)$$

Avec :

T_m : la température du milieu zéolithe/méthanol (K) ;

S_{ce} : la surface d'échange de la cloison extérieure (m^2) ;

$h_{ce,m}^c$: le coefficient de transfert par conduction entre la cloison et la zéolithe ($W/m^2 K$).

a4. Au niveau du milieu poreux zéolithe/méthanol

Le mélange zéolithe/méthanol de température T_m reçoit de la chaleur apportée par la source géothermique à travers la cloison pour déclencher la désorption. Les transferts de masse

lors des phases d'adsorption et de désorption sont accompagnés des transferts de chaleur et inversement. L'équation de conservation de masse et le premier principe de la thermodynamique sont ainsi appliquées. Le bilan de transferts au niveau du mélange résulte en conséquence d'une fusion des équations de transferts de chaleur et de masse et s'écrit :

- Lors du chauffage - désorption : phase 123

$$m_m C p_m \left(\frac{\partial T_m}{\partial t} \right) = \delta \left[\Delta H_{des} m_z \frac{\partial m_e^{des}}{\partial t} + m_z C p_e (T_m - T_{cd}) \frac{\partial m_e^{des}}{\partial t} \right] + h_{pi,m}^c S_{pi} (T_{pi} - T_m) + h_{ce,m}^c S_{ce} (T_{ce} - T_m) \quad (30)$$

- Lors du refroidissement - adsorption : phase 341

$$m_m C p_m \left(\frac{\partial T_m}{\partial t} \right) = \delta \left[\Delta H_{ads} m_z \frac{\partial m_e^{ads}}{\partial t} - m_z C p_e (T_m - T_{ev}) \frac{\partial m_e^{ads}}{\partial t} \right] + h_{pi,m}^c S_{pi} (T_{pi} - T_m) + h_{ce,m}^c S_{ce} (T_{ce} - T_m) \quad (31)$$

Dans ces relations, la constante δ est un paramètre introduit pour caractériser le transfert de masse, soit :

- $\delta = 0$, au chauffage et refroidissement ;
- $\delta = 1$, à la désorption et à l'adsorption.

L'expression $m_m C p_m$ est calculée à partir de la formule :

$$m_m C p_m = m_z C p_z + m m_z C p_e \quad (31)$$

Avec :

m_m : la masse du milieu zéolithe/méthanol (kg) ;

$C p_m$: la capacité thermique du milieu zéolithe/méthanol ($J K^{-1} kg^{-1}$) ;

m_z : la masse de la zéolithe (kg) ;

$C p_z$: la capacité thermique de la zéolithe ($J K^{-1} kg^{-1}$) ;

S_p : la surface de la paroi (m^2) ;

m : la concentration d'adsorbat par unité d'adsorbant (kg/kg) ;

ΔH_{des} : la chaleur isostérique de désorption (J/kg) ;

ΔH_{ads} : la chaleur isostérique d'adsorption (J/kg) ;

T_{cd} : la température du condenseur (K) ;

T_{ev} : la température de l'évaporateur (K) ;

$h_{pi,m}^c$: le coefficient de transfert par conduction entre la paroi et le mélange (W/m² K) ;

Cp_e : la capacité thermique de l'adsorbat (J K⁻¹ kg⁻¹) ;

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

a5. Au niveau de la paroi, face intérieure

La face intérieure de la paroi échange de la chaleur avec le milieu poreux zéolithe/eau et avec la face extérieure de cette même paroi de température T_{pe} par conduction. Le bilan de transfert de chaleur au niveau de la face intérieure de la paroi s'écrit par conséquent :

$$\frac{m_p C p_p}{S_{pi}} \left(\frac{\partial T_{pi}}{\partial t} \right) = h_{pe,pi}^c (T_{pe} - T_{pi}) + h_{pi,m}^c (T_m - T_{pi}) \quad (33)$$

Avec :

m_p : la masse de la paroi (kg) ;

S_{pi} : la surface d'échange de la paroi intérieure (m²) ;

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

$h_{pe,pi}^c$: Coefficient de transfert par conduction au niveau de la paroi (W/m² K).

a6. Au niveau de la paroi, face extérieure

La face extérieure de la paroi de température T_{pe} échange de la chaleur par convection avec le milieu ambiant de température T_{amb} , par rayonnement avec le sol de température T_{sol} et le ciel de température T_{ciel} et par conduction avec la face intérieure de cette même paroi. Le bilan de transfert de chaleur au niveau de la face extérieure de la paroi s'écrit alors :

$$\frac{m_p C_{pp}}{S_{pe}} \left(\frac{\partial T_{pe}}{\partial t} \right) = h_{pe,ciel}^r (T_{ciel} - T_{pe}) + h_{pe,sol}^r (T_{sol} - T_{pe}) + h_{pe,amb}^{cv} (T_{amb} - T_{pe}) + h_{pe,pi}^c (T_{pi} - T_{pe}) \quad (34)$$

Avec :

$h_{pe,ciel}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la paroi et le ciel (W/m² K) ;

S_{ci} : la surface d'échange de la paroi extérieure (m²) ;

$h_{pe,sol}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la paroi et le sol (W/m² K) ;

$h_{pe,amb}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre l'extérieur de la paroi et le milieu ambiant (W/m² K) ;

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

T_{sol} : la température du sol (K) ;

T_{amb} : la température du milieu ambiant (K).

b. Au niveau du condenseur

Le condenseur est lié directement au générateur. La vapeur d'adsorbat désorbée s'écoule jusqu'au condenseur où elle est totalement condensée. Le bilan des transferts de chaleur et de masse au niveau du condenseur tient compte ainsi de la quantité de chaleur apportée par l'adsorbat, des échanges convectifs avec le milieu ambiant et des échanges radiatifs avec la voûte céleste. Le bilan du condenseur s'écrit ainsi :

$$\begin{aligned} [m_{cd} C_{p_{cd}} + m_e(t) C_{p_e}] \frac{\partial T_{cd}}{\partial t} \\ = m_z \frac{\partial m_e^{des}}{\partial t} [L_c(P_{cd}) + C_{p_e}(T_m - T_{cd})] \\ + h_{cd,amb}^{cv} S_{cd} (T_{amb} - T_{cd}) + h_{cd,ciel}^r S_{cd} (T_{ciel} - T_{cd}) \\ + h_{cd,sol}^r S_{cd} (T_{sol} - T_{cd}) \end{aligned} \quad (35)$$

Avec :

m_{cd} : la masse du condenseur (kg) ;

$C_{p_{cd}}$: la capacité thermique du condenseur (J K⁻¹ kg⁻¹) ;

$m_e(t)$: la quantité de masse désorbée à l'instant t (kg/kg) ;

L_{cd} : la chaleur latente de condensation (J/kg) ;

P_{cd} : la pression dans le condenseur (Pa) ;

$h^{cv}_{cd,amb}$: le coefficient d'échange par convection entre le condenseur et le milieu ambiant (W/m² K) ;

S_{cd} : la surface d'échange du condenseur (m²) ;

$h^r_{cd,ciel}$: le coefficient de transfert radiatif entre le condenseur et le ciel (W/m² K) ;

$h^r_{cd,sol}$: le coefficient de transfert radiatif entre le condenseur et le sol (W/m² K).

c. Au niveau de l'évaporateur

Le condensat liquide s'écoule vers l'évaporateur après avoir traversé la valve de détente. L'évaporateur est alors mis en contact avec le capteur adsorbant afin de permettre l'évaporation de l'adsorbat, qui va donc abaisser la température du capteur. A ce niveau, le bilan tient compte de la chaleur extraite dans l'évaporateur. Le bilan au niveau de l'évaporateur s'écrit :

$$[m_{ev}Cp_{ev} + (m_e(t) - \Delta m m_z)Cp_e] \frac{\partial T_{ev}}{\partial t} = -m_z \frac{\partial m_e^{ads}}{\partial t} [L_v(P_{ev}) - Cp_e(T_m - T_{ev})] + h^{cv}_{ev,hair}S_{ev}(T_{airh} - T_{ev}) \quad (36)$$

Avec :

m_{ev} : la masse de l'évaporateur (kg) ;

Cp_{ev} : la capacité thermique de l'évaporateur (J/kg K) ;

Δm : la quantité de masse cyclée de l'adsorbat (kg) ;

L_v : la chaleur latente d'évaporation (J/kg) ;

P_{ev} : la pression dans l'évaporateur (Pa) ;

$h^{cv}_{ev,h}$: le coefficient d'échange par convection entre les parois de l'évaporateur et l'air intérieur de l'habitat (W/m² K) ;

S_{ev} : la surface d'échange de l'évaporateur (m^2) ;

T_{airh} : la température de l'air intérieur de l'habitat (K).

III.2.4.2. Bilan des transferts de chaleur au niveau de l'habitat

Le bilan thermique sur chacune des composantes de l'habitat donne naissance aux équations au niveau de l'habitat. Une par une, ces équations sont établies en commençant d'abord par celles de la toiture et ensuite celles de l'enceinte habitable. La figure 9 est une représentation schématique des différents transferts thermiques ayant lieu au niveau de l'habitat.

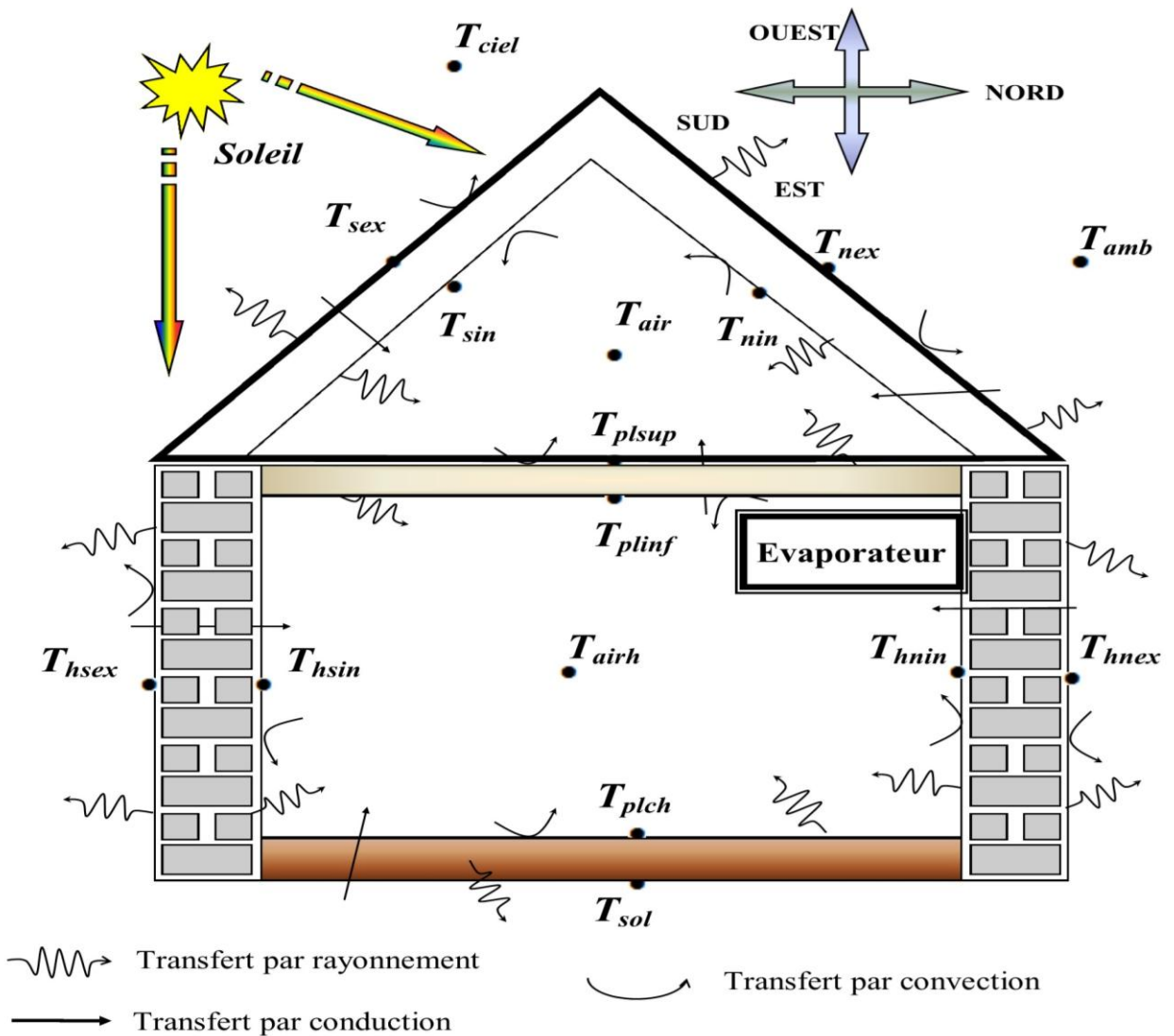


Figure 9 : Schéma des transferts thermiques au niveau de l'habitat vu de la face Est.

a. Au niveau de la toiture

a1. Pour la face Sud extérieure

La face Sud extérieure de la toiture reçoit le rayonnement solaire et échange par transfert radiatif avec le ciel et le sol. De même, elle échange de la chaleur par convection avec l'ambiance et par conduction avec la face Sud intérieure de la toiture. Le bilan thermique au niveau de la face Sud extérieure de la toiture s'écrit comme suit :

$$\begin{aligned} \frac{m_{ts} C p_{ts}}{S_{ts}} \left(\frac{\partial T_{tsex}}{\partial t} \right) &= (\alpha_t \varphi_{gits}) + h_{tsex,ciel}^r (T_{ciel} - T_{tsex}) + h_{tsex,sol}^r (T_{sol} - T_{tsex}) \\ &+ h_{tsex,amb}^{cv} (T_{amb} - T_{tsex}) + h_{tsex,tsin}^c (T_{tsin} - T_{tsex}) \end{aligned} \quad (37)$$

En désignant par :

m_{ts} : la masse de la toiture côté Sud (kg) ;

Cp_{ts} : la capacité thermique de la toiture côté Sud (J/kg K) ;

S_{ts} : la surface de la toiture côté Sud (m²) ;

T_{tsex} : la température de la toiture Sud extérieure (K) ;

T_{tsin} : la température de la toiture Sud intérieure (K) ;

α_t : le coefficient d'absorption de la toiture ;

φ_{gits} : le flux solaire global incident sur la toiture côté Sud (W/m²) ;

$h_{tsex,ciel}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre la toiture Sud et le ciel (W/m² K) ;

$h_{tsex,sol}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre la toiture Sud et le sol (W/m² K) ;

$h_{tsex,amb}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre la toiture Sud extérieure et le milieu ambiant (W/m² K) ;

$h_{tsex,tsin}^c$: le coefficient de transfert par conduction au niveau de la toiture Sud entre l'extérieur et l'intérieur (W/m² K).

a2. Pour la face Sud intérieure

La face Sud intérieure de la toiture échange par convection avec l'air intérieur du comble de la toiture et par conduction avec la face Sud extérieure de la toiture. De même, elle échange par transfert radiatif avec les faces Nord intérieure, Ouest intérieure, Est intérieure et le plafond supérieur. Le bilan thermique au niveau de la face Sud intérieure de la toiture s'écrit ainsi :

$$\begin{aligned} \frac{m_{ts} C_{p_{ts}}}{S_{ts}} \left(\frac{\partial T_{tsin}}{\partial t} \right) &= h_{tsin,tair}^{cv} (T_{tair} - T_{tsin}) + h_{tsex,tsin}^c (T_{tsex} - T_{tsin}) \\ &+ h_{tsin,tnin}^r (T_{tnin} - T_{tsin}) + h_{tsin,plf_{sup}}^r (T_{plf_{sup}} - T_{tsin}) \\ &+ h_{tsin,tein}^r (T_{tein} - T_{tsin}) + h_{tsin,toin}^r (T_{toin} - T_{tsin}) \end{aligned} \quad (38)$$

Si on désigne par :

$h_{tsin,tair}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre la toiture côté Sud intérieur et l'air comble de la toiture ($W/m^2 K$) ;

$h_{tsin,tnin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau des toitures entre le côté Sud intérieur et le côté Nord intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{tsin,plf_{sup}}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la toiture côté Sud intérieur et la face supérieure du faux plafond ($W/m^2 K$) ;

$h_{tsin,tein}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la toiture côté Sud intérieur et celle côté Est intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{tsin,toin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la toiture côté Sud intérieur et celle côté Ouest intérieur ($W/m^2 K$) ;

T_{tair} : la température de l'air comble de la toiture (K) ;

T_{tnin} : la température de la toiture Côté Nord intérieur (K) ;

$T_{plf_{sup}}$: la température du faux plafond face supérieure (K) ;

T_{tein} : la température de la toiture côté Est intérieur (K) ;

T_{toin} : la température de la toiture côté Ouest intérieur (K).

a3. Pour la face Nord extérieure

La face Nord extérieure de la toiture reçoit le rayonnement solaire et échange par transfert radiatif avec le ciel et le sol. De même, elle échange de la chaleur par convection avec l'ambiance et par conduction avec la face Nord intérieure de la toiture. Le bilan thermique au niveau de la face Nord extérieure de la toiture s'écrit comme suit :

$$\frac{m_{tn}Cp_{tn}}{S_{tn}} \left(\frac{\partial T_{tnex}}{\partial t} \right) = (\alpha_t \varphi_{gitn}) + h_{tnex,ciel}^r (T_{ciel} - T_{tnex}) + h_{tnex,sol}^r (T_{sol} - T_{tnex}) + h_{tnex,amb}^{cv} (T_{amb} - T_{tnex}) + h_{tnex,tnin}^c (T_{tnin} - T_{tnex}) \quad (39)$$

En désignant par :

m_{tn} : la masse de la toiture côté Nord (kg) ;

Cp_{tn} : la capacité thermique de la toiture côté Nord (J/kg K) ;

S_{tn} : la surface de la toiture côté Nord (m²) ;

T_{tnex} : la température de la toiture Nord extérieure (K) ;

φ_{gitn} : le flux solaire global incident sur la toiture côté Nord (W/m²) ;

$h_{tnex,ciel}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la toiture côté Nord extérieur et le ciel (W/m² K) ;

$h_{tnex,sol}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la toiture côté Nord extérieur et le sol (W/m² K) ;

$h_{tnex,amb}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre la toiture côté Nord extérieur et le milieu ambiant (W/m² K) ;

$h_{tnex,tnin}^c$: le coefficient de transfert par conduction au niveau de la toiture côté Nord entre l'extérieur et l'intérieur (W/m² K).

a4. Pour la face Nord intérieure

La face Nord intérieure de la toiture échange par convection avec l'air intérieur du comble de la toiture et par conduction avec la face Nord extérieure de la toiture. De même, elle

échange par transfert radiatif avec les faces Sud intérieure, Ouest intérieure, Est intérieure et le plafond supérieur. Le bilan thermique au niveau de la face nord intérieure de la toiture s'écrit :

$$\begin{aligned} \frac{m_{tn}Cp_{tn}}{S_{tn}} \left(\frac{\partial T_{tnin}}{\partial t} \right) = & h_{tnin,tair}^{cv} (T_{tair} - T_{tnin}) + h_{tnex,tnin}^c (T_{tnex} - T_{tnin}) + \\ & h_{tnin,tsin}^r (T_{tsin} - T_{tnin}) + h_{tnin,plfsup}^r (T_{plfsup} - T_{tnin}) + \\ & h_{tnin,tein}^r (T_{tein} - T_{tnin}) + h_{tnin,toin}^r (T_{toin} - T_{tnin}) \end{aligned} \quad (40)$$

Si on désigne par :

$h_{tnin,tair}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre la toiture côté Nord intérieur et l'air comble de la toiture (W/m² K) ;

$h_{tnin,tsin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de la toiture entre le côté Nord intérieur et le côté Sud intérieur (W/m² K) ;

$h_{tnin,plfsup}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la toiture entre le côté Nord intérieur et la face supérieure du faux plafond (W/m² K) ;

$h_{tnin,tein}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de la toiture entre le côté Nord intérieur et le côté Est intérieur (W/m² K) ;

$h_{tnin,toin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de la toiture entre le côté Nord intérieur et le côté Ouest intérieur (W/m² K).

a5. Pour la face Ouest extérieure

La face Ouest extérieure de la toiture reçoit le rayonnement solaire et échange par transfert radiatif avec le ciel et le sol. De même, elle échange de la chaleur par convection avec l'ambiance et par conduction avec la face Ouest intérieure de la toiture. Le bilan thermique au niveau de la face Ouest extérieure de la toiture s'écrit par la relation suivante :

$$\begin{aligned} \frac{m_{to}Cp_m}{S_{to}} \left(\frac{\partial T_{toex}}{\partial t} \right) = & (\alpha_m \varphi_{gio}) + h_{toex,ciel}^r (T_{ciel} - T_{toex}) + h_{toex,sol}^r (T_{sol} - \\ & T_{toex}) + h_{toex,amb}^{cv} (T_{amb} - T_{toex}) + h_{toex,toin}^c (T_{toin} - T_{toex}) \end{aligned} \quad (41)$$

En désignant par :

m_{to} : la masse de la toiture côté Ouest (kg) ;

Cp_m : la capacité thermique du mur (J/kg K) ;

S_{to} : la surface de la toiture côté Ouest (m^2) ;

T_{toex} : la température de la toiture Ouest extérieure (K) ;

α_m : le coefficient d'absorption du mur ;

φ_{gio} : le flux solaire global incident sur le mur Ouest (W/m^2) ;

$h_{toex,ciel}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre la toiture Ouest et le ciel ($W/m^2 K$) ;

$h_{toex,sol}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre la toiture Ouest et le sol ($W/m^2 K$) ;

$h_{toex,amb}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre la toiture côté Ouest extérieure et le milieu ambiant ($W/m^2 K$) ;

$h_{toex,toin}^c$: le coefficient de transfert par conduction au niveau de la toiture côté Ouest entre l'extérieur et l'intérieur ($W/m^2 K$).

a6. Pour la face Ouest intérieure

La face Ouest intérieure de la toiture échange par convection avec l'air intérieur comble de la toiture et par conduction avec la face Ouest extérieure de la toiture. De même, elle échange par transfert radiatif avec les faces Nord intérieure, Sud intérieure, Est intérieure et le plafond supérieur. Le bilan thermique au niveau de la face Ouest intérieure de la toiture s'écrit :

$$\frac{m_{to} c_p m}{S_{to}} \left(\frac{\partial T_{toin}}{\partial t} \right) = h_{toin,tair}^{cv} (T_{tair} - T_{toin}) + h_{toex,toin}^c (T_{toex} - T_{toin}) + h_{toin,tnin}^r (T_{tnin} - T_{toin}) + h_{toin,plfsup}^r (T_{plfsup} - T_{toin}) + h_{toin,tein}^r (T_{tein} - T_{toin}) + h_{toin,tsin}^r (T_{tsin} - T_{toin}) \quad (42)$$

Si on désigne par :

$h_{toin,tair}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre la toiture côté Ouest intérieur et l'air comble de la toiture ($W/m^2 K$) ;

$h_{toin,tsin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de la toiture entre le côté Ouest intérieur et le côté Sud intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{toin,plfsup}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la toiture entre le côté Ouest intérieur et la face supérieure du faux plafond ($W/m^2 K$) ;

$h_{toin,tein}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de la toiture entre le côté Ouest intérieur et le côté Est intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{toin,tnin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de la toiture entre le côté Ouest intérieur et le côté Nord intérieur ($W/m^2 K$).

a7. Pour la face Est extérieure

La face Est extérieure de la toiture reçoit le rayonnement solaire et échange par transfert radiatif avec le ciel et le sol. De même, elle échange de la chaleur par convection avec l'ambiance et par conduction avec la face Est intérieure de la toiture. Le bilan thermique au niveau de la face Est extérieure de la toiture s'écrit ainsi :

$$\frac{m_{te}c_{pm}}{S_{te}} \left(\frac{\partial T_{teex}}{\partial t} \right) = (\alpha_m \varphi_{gie}) + h_{teex,ciel}^r (T_{ciel} - T_{teex}) + h_{teex,sol}^r (T_{sol} - T_{teex}) + h_{teex,amb}^{cv} (T_{amb} - T_{teex}) + h_{teex,tein}^c (T_{tein} - T_{teex}) \quad (43)$$

En désignant par :

m_{te} : la masse de la toiture côté Est (kg) ;

S_{te} : la surface de la toiture côté Est (m^2) ;

T_{teex} : la température de la toiture Est extérieure (K) ;

φ_{gie} : le flux solaire global incident sur le mur Est (W/m^2) ;

$h_{teex,ciel}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la toiture côté Est extérieure et le ciel ($W/m^2 K$) ;

$h_{teex,sol}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la toiture côté Est extérieure et le sol ($W/m^2 K$) ;

$h_{teex,amb}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre la toiture côté Est extérieure et le milieu ambiant ($W/m^2 K$) ;

$h_{teex,tein}^c$: le coefficient de transfert par conduction au niveau de la toiture côté Est entre l'extérieur et l'intérieur ($W/m^2 K$).

a8. Pour la face Est intérieure

La face Est intérieure de la toiture échange par convection avec l'air intérieur comble de la toiture et par conduction avec la face Est extérieure de la toiture. De même, elle échange par transfert radiatif avec les faces Nord intérieure, Ouest intérieure, Sud intérieure et le plafond supérieur. Le bilan thermique au niveau de la face Est intérieure de la toiture s'écrit par la relation suivante :

$$\frac{m_{te}Cp_m}{S_{te}} \left(\frac{\partial T_{tein}}{\partial t} \right) = h_{tein,tair}^{cv} (T_{tair} - T_{tein}) + h_{teex,tein}^c (T_{teex} - T_{tein}) + h_{tein,tnin}^r (T_{tnin} - T_{tein}) + h_{tein,plf\sup}^r (T_{plf\sup} - T_{tein}) + h_{tein,tsin}^r (T_{tsin} - T_{tein}) + h_{tein,toin}^r (T_{toin} - T_{tein}) \quad (44)$$

Si on désigne par :

$h_{tein,tair}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre la toiture côté Est intérieur et l'air comble de la toiture (W/m² K) ;

$h_{tein,tsin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau des toitures entre le côté Est intérieur et le côté Sud intérieur (W/m² K) ;

$h_{tein,plf\sup}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la toiture entre le côté Est intérieur et la face supérieure du faux plafond (W/m² K) ;

$h_{tein,toin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la toiture côté Est intérieur et celle côté Ouest intérieur (W/m² K) ;

$h_{tein,tnin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau des toitures entre le côté Est intérieur et le côté Nord intérieur (W/m² K).

b. Pour l'air comble confiné à l'intérieur de la toiture

L'air du comble confiné de la toiture échange essentiellement par convection avec les faces Sud intérieure, Nord intérieure, Ouest intérieure, Est intérieure et le plafond supérieur. Le bilan thermique au niveau de cet air de la toiture s'écrit suivant la relation suivante :

$$m_{tair}Cp_{air} \left(\frac{\partial T_{tair}}{\partial t} \right) = h_{tsin,tair}^{cv} S_{ts} (T_{tsin} - T_{tair}) + h_{tnin,tair}^{cv} S_{tn} (T_{tnin} - T_{tair}) + h_{tein,tair}^{cv} S_{te} (T_{tein} - T_{tair}) + h_{toin,tair}^{cv} S_{to} (T_{toin} - T_{tair}) + h_{plf\sup,tair}^{cv} S_{plf} (T_{plf\sup} - T_{tair}) \quad (45)$$

En désignant par :

m_{tair} : la masse de l'air comble de toiture (kg) ;

Cp_{air} : la capacité thermique de l'air (J/kg K) ;

$h_{plf\sup,tair}^{cv}$: le coefficient d'échange par convection entre la face supérieure du faux plafond et l'air comble de la toiture (W/m² K) ;

S_{plf} : la surface du faux plafond (m²).

c. Pour le faux plafond face supérieure

La face supérieure du faux plafond échange par convection avec l'air comble confiné de la toiture et par conduction avec la face inférieure du faux plafond. De même, elle échange par transfert radiatif avec les faces Sud intérieure, Nord intérieure, Ouest intérieure, Est intérieure de la toiture. Le bilan thermique au niveau de la face supérieure du faux plafond s'écrit par la relation suivante :

$$\frac{m_{plf}Cp_{plf}}{S_{plf}} \left(\frac{\partial T_{plf\sup}}{\partial t} \right) = h_{plf\sup,tair}^{cv} (T_{tair} - T_{plf\sup}) + h_{plf\sup,plinf}^c (T_{plf\inf} - T_{plf\sup}) + h_{plf\sup,tnin}^r (T_{tnin} - T_{plf\sup}) + h_{plf\sup,tsin}^r (T_{tsin} - T_{plf\sup}) + h_{plf\sup,tein}^r (T_{tein} - T_{plf\sup}) + h_{toin,plf\sup}^r (T_{toin} - T_{plf\sup}) \quad (46)$$

Si on désigne par :

m_{plf} : la masse du faux plafond (kg) ;

Cp_{plf} : la capacité thermique du faux plafond (J/kg K) ;

$h_{plf\sup,plinf}^c$: le coefficient d'échange par conduction entre la face supérieure du faux plafond et le plafond face inférieure (W/m² K) ;

$h_{plf\sup,tsin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la face supérieure du faux plafond et la toiture côté Sud intérieur (W/m² K) ;

$h_{plf\sup,tnin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la face supérieure du faux plafond et la toiture côté Nord intérieur (W/m² K) ;

$h_{plf_{sup},toin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la face supérieure du faux plafond et la toiture côté Ouest intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{plf_{sup},tein}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre la face supérieure du faux plafond et la toiture côté Est intérieur ($W/m^2 K$) ;

$T_{plf_{inf}}$: la température de la face inférieure du faux plafond (K).

d. Au niveau de l'enceinte habitable

d1. Pour le faux plafond face inférieure

La face inférieure du faux plafond échange par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par conduction avec la face supérieure du faux plafond. De même, elle échange par transfert radiatif avec les faces Sud intérieure, Nord intérieure, Ouest intérieure, Est intérieure et le plancher au sol de l'enceinte habitable. Le bilan thermique au niveau de la face inférieure du faux plafond s'écrit alors :

$$\begin{aligned} \frac{m_{plf} c_{pplf}}{S_{plf}} \left(\frac{\partial T_{plfinf}}{\partial t} \right) = & h_{plfinf,hair}^{cv} (T_{hair} - T_{plfinf}) + h_{plfsup,plfinf}^c (T_{plfsup} - \\ & T_{plfinf}) + h_{plfinf,hnin}^r (T_{hnin} - T_{plfinf}) + \\ & h_{plfinf,hsin}^r (T_{hsin} - T_{plfinf}) + h_{plfinf,hein}^r (T_{hein} - \\ & T_{plfinf}) + h_{plfinf,hoin}^r (T_{hoin} - T_{plfinf}) + \\ & h_{plfinf,plch}^r (T_{plch} - T_{plfinf}) \end{aligned} \quad (47)$$

Si on désigne par :

$h_{plfinf,hair}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre la face inférieure du faux plafond et l'air intérieur de l'enceinte habitable (W/m² K) ;

$h_{plfinf,hnin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre la face inférieure du faux plafond et le mur côté Nord intérieur (W/m² K) ;

$h_{plfinf,hsin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre la face inférieure du faux plafond et le mur côté Sud intérieur (W/m² K) ;

$h_{plfinf,hein}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre la face inférieure du faux plafond et le mur côté Est intérieur (W/m² K) ;

$h_{plfinf,hoin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre la face inférieure du faux plafond et le mur côté Ouest intérieur (W/m² K) ;

$h_{plf,inf,plch}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre la face inférieure du faux plafond et le plancher ($W/m^2 K$) ;

T_{hair} : la température de l'air intérieur de l'enceinte habitable (K) ;

T_{hmin} : la température du mur de l'enceinte habitable côté Nord intérieur (K) ;

T_{hsin} : la température du mur de l'enceinte habitable côté Sud intérieur (K) ;

$T_{hoïn}$: la température du mur de l'enceinte habitable côté Ouest intérieur (K) ;

T_{hein} : la température du mur de l'enceinte habitable côté Est intérieur (K) ;

T_{plch} : la température du plancher (K).

d2. Pour le mur Sud extérieur

La face Sud extérieure de l'habitat reçoit le rayonnement solaire et échange par transfert radiatif avec le ciel et le sol. De même, elle échange de la chaleur par convection avec l'ambiance et par conduction avec la face Sud intérieure de l'habitat. Le bilan thermique au niveau de la face Sud extérieure de l'habitat s'écrit ainsi :

$$\frac{m_{hs}c_p m}{S_{hs}} \left(\frac{\partial T_{hsex}}{\partial t} \right) = (\alpha_m \varphi_{gis}) + h_{hsex,ciel}^r (T_{ciel} - T_{hsex}) + h_{hsex,sol}^r (T_{sol} - T_{hsex}) + h_{hsex,amb}^{cv} (T_{amb} - T_{hsex}) + h_{hsex,hsin}^c (T_{hsin} - T_{hsex}) \quad (48)$$

En désignant par :

m_{hs} : la masse du mur de l'enceinte habitable côté Sud (kg) ;

S_{hs} : la surface de l'enceinte habitable côté Sud (m^2) ;

φ_{gis} : le flux solaire global incident sur le mur côté Sud (W/m^2) ;

T_{hsex} : la température du mur de l'enceinte habitable côté Sud extérieur (K) ;

$h_{hsex,ciel}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre le mur Sud et le ciel ($W/m^2 K$) ;

$h_{hsex,sol}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre le mur Sud et le sol ($W/m^2 K$) ;

$h_{hsex,amb}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre le mur de l'enceinte habitable côté Sud extérieure et le milieu ambiant ($W/m^2 K$) ;

$h_{hsex,hsin}^c$: le coefficient de transfert par conduction au niveau du mur de l'enceinte habitable côté Sud entre l'extérieur et l'intérieur ($W/m^2 K$).

d3. Pour le mur Sud intérieur

La face Sud intérieure de l'habitat échange par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par conduction avec la face Sud extérieure de l'habitat. De même, elle échange par transfert radiatif avec les faces Nord intérieure, Ouest intérieure, Est intérieure, le plafond inférieur et le plancher. Le bilan thermique au niveau de la face sud intérieure de l'habitat s'écrit suivant la relation :

$$\begin{aligned} \frac{m_{hs} C_p m}{S_{hs}} \left(\frac{\partial T_{hsin}}{\partial t} \right) = & h_{hsin,hair}^{cv} (T_{hair} - T_{hsin}) + h_{hsex,hsin}^c (T_{hsex} - T_{hsin}) + \\ & h_{hsin,plfinf}^r (T_{plfinf} - T_{hsin}) + h_{hsin,hnin}^r (T_{hnin} - T_{hsin}) + \\ & h_{hsin,hoin}^r (T_{hoin} - T_{hsin}) + h_{hsin,hein}^r (T_{hein} - T_{hsin}) + \\ & h_{hsin,plch}^r (T_{plch} - T_{hsin}) \end{aligned} \quad (49)$$

Si on désigne par :

$h_{hsin,hair}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection à l'intérieur de l'enceinte habitable entre le mur côté Sud intérieur et l'air intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hsin,plfinf}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Sud intérieur et la face inférieure du faux plafond ($W/m^2 K$) ;

$h_{hsin,hnin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Sud intérieur et celui côté Nord intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hsin,hoin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Sud intérieur et celui côté Ouest intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hsin,hein}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Sud intérieur et celui côté Est intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hsin,plch}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Sud intérieur et le plancher ($W/m^2 K$).

d4. Pour le mur Nord Extérieur

La face Nord extérieure de l'habitat reçoit le rayonnement solaire et échange par transfert radiatif avec le ciel et le sol. De même, elle échange de la chaleur par convection avec l'ambiance et par conduction avec la face Nord intérieure de l'habitat. Le bilan thermique au niveau de cette face de l'habitat s'écrit comme suit :

$$\frac{m_{hn}c_p m}{S_{hn}} \left(\frac{\partial T_{hnex}}{\partial t} \right) = (\alpha_m \varphi_{gin}) + h_{hnex,ciel}^r (T_{ciel} - T_{hnex}) + h_{hnex,sol}^r (T_{sol} - T_{hnex}) + h_{hnex,amb}^{cv} (T_{amb} - T_{hnex}) + h_{hnex,hnin}^c (T_{hnin} - T_{hnex}) \quad (50)$$

En désignant par :

m_{hn} : la masse du mur de l'enceinte habitable côté Nord (kg) ;

S_{hn} : la surface de l'enceinte habitable côté Nord (m²) ;

φ_{gin} : le flux solaire global incident sur le mur côté Nord (W/m²) ;

T_{hnex} : la température du mur de l'enceinte habitable côté Nord extérieur (K) ;

$h_{hnex,ciel}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre le mur Nord et le ciel (W/m² K) ;

$h_{hnex,sol}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre le mur Nord et le sol (W/m² K) ;

$h_{hnex,amb}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre le mur de l'enceinte habitable côté Nord extérieur et le milieu ambiant (W/m² K) ;

$h_{hnex,hnin}^c$: le coefficient de transfert par conduction au niveau du mur de l'enceinte habitable côté Nord entre l'extérieur et l'intérieur (W/m² K).

d5. Pour le mur Nord intérieur

La face Nord intérieure de l'habitat échange par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par conduction avec la face Nord extérieure de l'habitat. De même, elle échange par transfert radiatif avec les faces Sud intérieure, Ouest intérieure, Est intérieure, le plafond inférieur et le plancher. Le bilan thermique au niveau de la face Nord intérieure de l'habitat est donné par la relation :

$$\begin{aligned} \frac{m_{hn} C_p m}{S_{hn}} \left(\frac{\partial T_{hnin}}{\partial t} \right) = & h_{hnin, hair}^{cv} (T_{hair} - T_{hnin}) + h_{hnex, hnin}^c (T_{hnex} - T_{hnin}) + \\ & h_{hnin, hsin}^r (T_{hsin} - T_{hnin}) + h_{hnin, plfinf}^r (T_{plfinf} - T_{hnin}) + \\ & h_{hnin, hein}^r (T_{hein} - T_{hnin}) + h_{hnin, hoin}^r (T_{hoin} - T_{hnin}) + \\ & h_{hnin, plch}^r (T_{plch} - T_{hnin}) \end{aligned} \quad (51)$$

Si on désigne par :

$h_{hnin, hair}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection à l'intérieur de l'enceinte habitable entre le mur côté Nord intérieur et l'air intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hnin, plfinf}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Nord intérieur et la face inférieure du faux plafond ($W/m^2 K$) ;

$h_{hnin, hsin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Nord intérieur et celui côté sud intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hnin, hoin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Nord intérieur et celui côté Ouest intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hnin, hein}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Nord intérieur et celui côté Est intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hnin, plch}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Nord intérieur et le plancher ($W/m^2 K$).

d6. Pour le mur Ouest extérieur

La face Ouest extérieure de l'habitat reçoit le rayonnement solaire et échange par transfert radiatif avec le ciel et le sol. De même, elle échange de la chaleur par convection avec l'ambiance et par conduction avec la face Ouest intérieure de l'habitat. Le bilan thermique au niveau de la face Ouest extérieure de l'habitat s'exprime par :

$$\begin{aligned} \frac{m_{ho} C_p m}{S_{ho}} \left(\frac{\partial T_{hoex}}{\partial t} \right) = & (\alpha_m \varphi_{gio}) + h_{hoex, ciel}^r (T_{ciel} - T_{hoex}) + h_{hoex, sol}^r (T_{sol} - \\ & T_{hoex}) + h_{hoex, amb}^{cv} (T_{amb} - T_{hoex}) + h_{hoex, hoin}^c (T_{hoin} - T_{hoex}) \end{aligned} \quad (52)$$

En désignant par :

m_{ho} : la masse du mur de l'enceinte habitable côté Ouest (kg) ;

S_{ho} : la surface du mur l'enceinte habitable côté Ouest (m^2) ;

T_{hoex} : la température du mur de l'enceinte habitable côté Ouest extérieur (K) ;

$h_{hoex,ciel}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre le mur Nord et le ciel ($W/m^2 K$) ;

$h_{hoex,sol}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre le mur Ouest et le sol ($W/m^2 K$) ;

$h_{hoex,amb}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre le mur de l'enceinte habitable côté Ouest extérieur et le milieu ambiant ($W/m^2 K$) ;

$h_{hoex,hnin}^c$: le coefficient de transfert par conduction au niveau du mur de l'enceinte habitable côté Ouest entre l'extérieur et l'intérieur ($W/m^2 K$).

d7. Pour le mur Ouest intérieur

La face Ouest intérieure de l'habitat échange par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par conduction avec la face ouest extérieure de l'habitat. De même, elle échange par transfert radiatif avec les faces Nord intérieure, Sud intérieure, Est intérieure, le plafond inférieur et le plancher. Le bilan thermique au niveau de la face Ouest intérieure de l'habitat s'écrit ainsi :

$$\begin{aligned} \frac{m_{ho} c_p m}{S_{ho}} \left(\frac{\partial T_{hoin}}{\partial t} \right) = & h_{hoin,hair}^{cv} (T_{hair} - T_{hoin}) + h_{hoex,hoin}^c (T_{hoex} - T_{hoin}) + \\ & h_{hoin,hnin}^r (T_{hnin} - T_{hoin}) + h_{hoin,plfinf}^r (T_{plfinf} - T_{hoin}) + \\ & h_{hoin,hein}^r (T_{hein} - T_{hoin}) + h_{hoin,hsin}^r (T_{hsin} - T_{hoin}) + \\ & h_{hoin,plch}^r (T_{plch} - T_{hoin}) \end{aligned} \quad (53)$$

Si on désigne par :

$h_{hoin,hair}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection à l'intérieur de l'enceinte habitable entre le mur côté Ouest intérieur et l'air intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hoin,plfinf}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Ouest intérieur et la face inférieure du faux plafond ($W/m^2 K$) ;

$h_{hoin,hsin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Ouest intérieur et celui côté Sud intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hoin,hnin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Ouest intérieur et celui côté Nord intérieur (W/m² K) ;

$h_{hoin,hein}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Ouest intérieur et celui côté Est intérieur (W/m² K) ;

$h_{hoin,plch}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Ouest intérieur et le plancher (W/m² K).

d8. Pour le mur Est extérieur

La face Est extérieure de l'habitat reçoit le rayonnement solaire et échange par transfert radiatif avec le ciel et le sol. De même, elle échange de la chaleur par convection avec l'ambiance et par conduction avec la face Est intérieure de l'habitat. Le bilan thermique au niveau de la face Est extérieure de l'habitat s'exprime comme suit :

$$\frac{m_{he} C_p m}{S_{he}} \left(\frac{\partial T_{heex}}{\partial t} \right) = (\alpha_m \varphi_{gie}) + h_{heex,ciel}^r (T_{ciel} - T_{heex}) + h_{heex,sol}^r (T_{sol} - T_{heex}) + h_{heex,amb}^{cv} (T_{amb} - T_{heex}) + h_{heex,hein}^c (T_{hein} - T_{heex}) \quad (1) \quad (54)$$

En désignant par :

m_{he} : la masse du mur de l'enceinte habitable côté Est (kg) ;

S_{he} : la surface du mur l'enceinte habitable côté Est (m²) ;

T_{heex} : la température du mur de l'enceinte habitable côté Est extérieur (K) ;

$h_{heex,ciel}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre le mur de l'enceinte habitable côté Est extérieur et le ciel (W/m² K) ;

$h_{heex,sol}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre le mur de l'enceinte habitable côté Est extérieur et le sol (W/m² K) ;

$h_{heex,amb}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre le mur de l'enceinte habitable côté Est extérieur et le milieu ambiant (W/m² K) ;

$h_{heex,hein}^c$: le coefficient de transfert par conduction au niveau du mur de l'enceinte habitable côté Est entre l'extérieur et l'intérieur (W/m² K).

d9. Pour le mur Est intérieur

La face Est intérieure de l'habitat échange par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par conduction avec la face Est extérieure de l'habitat. De même, elle échange par transfert radiatif avec les faces Nord intérieure, Ouest intérieure, Sud intérieure, le plafond inférieur et le plancher. Le bilan thermique au niveau de la face Est intérieure de l'habitat s'écrit ainsi :

$$\begin{aligned} \frac{m_{he} C_{pm}}{S_{he}} \left(\frac{\partial T_{hein}}{\partial t} \right) = & h_{hein, hair}^{cv} (T_{hair} - T_{hein}) + h_{heex, hein}^c (T_{heex} - T_{hein}) + \\ & h_{hein, hnin}^r (T_{hnin} - T_{hein}) + h_{hein, plfinf}^r (T_{plfinf} - T_{hein}) + \\ & h_{hein, hsin}^r (T_{hsin} - T_{hein}) + h_{hein, hoin}^r (T_{hoin} - T_{hein}) + \\ & h_{hein, plch}^r (T_{plch} - T_{hein}) \end{aligned} \quad (55)$$

Si on désigne par :

$h_{hein, hair}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection à l'intérieur de l'enceinte habitable entre le mur côté Est intérieur et l'air intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hein, plfinf}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Est intérieur et la face inférieure du faux plafond ($W/m^2 K$) ;

$h_{hein, hsin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Est intérieur et celui côté Sud intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hein, hnin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Est intérieur et celui côté Nord intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hein, hoin}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Est intérieur et celui côté Ouest intérieur ($W/m^2 K$) ;

$h_{hein, plch}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement au niveau de l'enceinte habitable entre le mur côté Est intérieur et le plancher ($W/m^2 K$).

d10. Pour le plancher au sol de l'habitat

Le plancher au sol de l'habitat échange par convection avec l'air intérieur de l'enceinte habitable et par conduction avec le sol. De même, il échange par transfert radiatif avec les faces

Nord intérieure, Ouest intérieure, Sud intérieure, Est intérieure et le plafond inférieur. Le bilan thermique au niveau du plancher s'écrit alors :

$$\begin{aligned} \frac{m_{plch} C_{p_{plch}}}{S_{plch}} \left(\frac{\partial T_{plch}}{\partial t} \right) = & h_{plch,hair}^{cv} (T_{hair} - T_{plch}) + h_{plch,sol}^c (T_{sol} - T_{plch}) + \\ & h_{plch,hnin}^r (T_{hnin} - T_{plch}) + h_{plch,hsin}^r (T_{hsin} - T_{plch}) + \\ & h_{plch,hein}^r (T_{hein} - T_{plch}) + h_{plch,hoin}^r (T_{hoin} - T_{plch}) + \\ & h_{plch,plfinf}^r (T_{plfinf} - T_{plch}) \end{aligned} \quad (56)$$

Si on désigne par :

m_{plch} : la masse du plancher (kg) ;

$C_{p_{plch}}$: la capacité thermique du plancher (J/kg K) ;

S_{plch} : la surface du plancher (m²) ;

$h_{plch,hair}^{cv}$: le coefficient de transfert par convection entre le plancher et l'air intérieur de l'enceinte habitable (W/m² K) ;

$h_{plch,sol}^c$: le coefficient de transfert par conduction au niveau du plancher (W/m² K) ;

$h_{plch,hnin}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre le plancher et le mur Nord (W/m² K) ;

$h_{plch,hsin}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre le plancher et le mur Sud (W/m² K) ;

$h_{plch,hein}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre le plancher et le mur Est (W/m² K) ;

$h_{plch,hoin}^r$: le coefficient de transfert radiatif entre les plancher et mur Ouest (W/m² K) ;

$h_{plch,plfinf}^r$: le coefficient de transfert par rayonnement entre le plancher et la face inférieure du faux plafond (W/m² K).

d11. Pour l'air intérieur de l'enceinte habitable

L'air intérieur de l'enceinte habitable échange essentiellement par convection avec les faces Sud intérieure, Nord intérieure, Ouest intérieure, Est intérieure, le plafond inférieur et le plancher. Le bilan thermique au niveau de l'air intérieur de l'enceinte habitable, qui tient compte de l'échange convectif avec la surface de l'évaporateur et du taux de renouvellement d'air, est donnée par la relation :

$$m_{hair} C_{p_{air}} \left(\frac{\partial T_{hair}}{\partial t} \right) = h_{hsin, hair}^{cv} S_{hs} (T_{hsin} - T_{hair}) + h_{hnin, hair}^{cv} S_{hn} (T_{hnin} - T_{hair}) + h_{hein, hair}^{cv} S_{he} (T_{hein} - T_{hair}) + h_{hoin, hair}^{cv} S_{ho} (T_{hoin} - T_{hair}) + h_{plfinf, hair}^{cv} S_{plf} (T_{plfinf} - T_{hair}) + h_{plch, hair}^{cv} S_{plch} (T_{plch} - T_{hair}) + S_{ev} h_{ev, hair}^{cv} (T_{ev} - T_{hair}) + \phi_{air} \quad (57)$$

Si on désigne par ϕ_{air} le flux d'échange par renouvellement de l'air (W/m²).

III.3. Détermination des différents coefficients de transfert mis en jeu

III.3.1. Coefficient de transfert par conduction

La formule générale du coefficient de transfert de chaleur par conduction dans un milieu opaque d'indice i s'écrit, [175] :

$$h_i^c = \left(\frac{\lambda}{Ep} \right)_i \quad (58)$$

En désignant par :

h_i^c : le coefficient de transfert de chaleur par conduction (W/m² K) ;

λ : la conductivité thermique (W/(m K)) ;

Ep : l'épaisseur du milieu de conduction (m).

III.3.2. Coefficients de transferts par convection

La formule générale déterminant le coefficient de transfert par convection entre la paroi d'un solide i et un fluide f en contact, par déplacement de ce dernier est la suivante, [175] :

$$Nu = \frac{h_{if}^{cv} (L_c)_i}{\lambda_f} \quad (59)$$

Avec :

h_{if}^{cv} : le coefficient de transfert de chaleur par convection (W/m² K) ;

L_c : la longueur caractéristique de la paroi déterminée à partir de sa configuration ;

Nu : le nombre de Nusselt, déterminé à l'aide des corrélations empiriques. Il est exprimé par l'expression :

$$Nu = a (Ra)^n \quad (60)$$

Où

α et n sont des paramètres thermodynamiques et physiques ;

R_a étant le nombre de Rayleigh donné par l'expression :

$$R_a = G_r P_r \quad (61)$$

G_r : le nombre de Grashof donné par l'expression :

$$G_r = \frac{g (\beta)_f (L_c)_i^3 \Delta T}{\vartheta^2} \quad (62)$$

β : le coefficient de dilatation thermique. Pour un gaz parfait, il est tel que :

$$\beta = 1/T \quad (63)$$

ΔT : l'écart de température entre la paroi et le fluide (K) ;

ϑ : la viscosité cinématique du fluide (m²/s) ;

P_r : le nombre de Prandtl dont son expression est la suivante, [176]:

$$P_r = \frac{\vartheta}{(\alpha)_f} = \frac{\rho \vartheta c_{p_f}}{\lambda_f} \quad (64)$$

α : la diffusité thermique du fluide (m²/s) ;

c_{p_f} : la capacité thermique massique du fluide à pression constante (J/kg K).

Les transferts de chaleur par convection au niveau des parois externes de l'habitat et du capteur de l'unité de climatisation se font essentiellement grâce à l'action du vent. Le coefficient de transfert de chaleur par convection avec le milieu ambiant est donné par la formule suivante, [175]:

$$h_{pe,amb}^{cv} = 5.67 + 3.86 V_{it} \quad (65)$$

Avec :

$h_{pe,amb}^{cv}$: le coefficient convectif entre la paroi et l'ambiance (W/m² K) ;

V_{it} : la vitesse du vent (m/s).

La détermination du nombre de Nusselt Nu dépend de la géométrie et des caractéristiques du fluide. Ainsi :

- Entre le fluide et la cloison intérieure du capteur, le coefficient qui traduit les échanges convectifs entre le fluide géothermal et la face intérieure du capteur s'exprime grâce à l'expression suivante, [177] :

$$N_u = 0.023 P_r^{\frac{1}{3}} R_e^{0.8} \left[1 + \left(\frac{D_m}{L_c} \right)^{0.7} \right] \quad (66)$$

En notant par :

R_e : le nombre de Reynolds ;

D_m : le diamètre intérieur de la conduite (m) ;

L_c : une longueur caractéristique de la cloison.

Le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement du fluide à l'intérieur du tube. Il est déterminé par la relation, [178] :

$$R_e = \frac{U L_c}{\vartheta} \quad (67)$$

- Entre les parois de l'évaporateur et l'air intérieur : le coefficient de transfert convectif entre l'air intérieur de l'enceinte habitable et les parois de l'évaporateur est donné par la relation suivante pour $10^{-5} < R_a < 10^{12}$, [179] :

$$N_u = 0.68 + 0.67 R_a^{\frac{1}{4}} \left[1 + \left(\frac{0.492}{P_r} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{4}{9}} \quad (68)$$

- Entre l'air comble et les parois inclinées de la toiture : le coefficient de transfert entre l'air du comble et une paroi inclinée de la toiture est calculé en tenant compte de l'angle d'inclinaison θ de la toiture par rapport à l'horizontale et du rapport H/L où H désigne la hauteur de la toiture et L , la longueur de l'habitat.

Pour $H/L \geq 12$ et $0 < \theta \leq \theta^*$ (θ^* désigne l'angle d'inclinaison de l'enceinte parallélépipédique par rapport à l'horizontale), ce coefficient est calculé grâce à son expression suivante, [180] :

$$N_u = 1 + 1.44 \times \left[1 - \frac{1708}{R_a \times \cos \theta} \right]^* \left[1 - \frac{1708 \times (\sin 1.8\theta)^{1.6}}{R_a \times \cos \theta} \right]^* + \left[\left(\frac{R_a \times \cos \theta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^* \quad (69)$$

Dans le cas où $H/L \leq 12$ et $0 < \theta \leq \theta^*$, il vient :

$$\overline{N_u} = \overline{N_u}(\theta = 0) \left[\frac{\overline{N_u}(\theta=90)}{\overline{N_u}(\theta=0)} \right]^{\frac{\theta}{\theta^*}} (\sin \theta^*)^{\frac{\theta}{4\theta^*}} \quad (70)$$

Pour $3.10^5 < G_r P_r \leq 7.10^9$, il vient :

$$\overline{N_u} = 0.069 \times [R_a^{1/3} \times P_r^{0.074}] \quad (71)$$

Pour $2 \leq \frac{H}{L} \leq 10$; $P_r \leq 10^5$; $10^3 < G_r P_r < 10^9$, il vient :

$$\overline{N_u} = 0.22 \left[R_a \frac{P_r}{(0.2)+P_r} \right]^{0.28} \left(\frac{H}{L} \right)^{-1/4} \quad (72)$$

L'exposant (*) signifie que le terme entre parenthèse doit être égal à zéro s'il est négatif.

- Entre l'air de l'enceinte habitable et les parois de l'habitat : d'abord, les coefficients de transfert de chaleur par convection entre l'air de l'enceinte habitable et les parois verticales au voisinage se calculent à l'aide de l'expression suivante, [181] :

$$N_u = 0.68 + \frac{0.67 (R_a^{1/4})}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{P_r} \right)^{9/16} \right]^{4/9}} \quad (73)$$

Puis, les coefficients de transfert de chaleur par convection entre les parois horizontales et l'air qui leur est en contact se calculent à l'aide de l'expression, [175] :

$$N_u = 0.27 (R_a)^{1/4} \quad (74)$$

III.3.3. Coefficients de transfert de chaleur par rayonnement

Les coefficients de transfert par rayonnement sont de différents types :

- Le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre deux surfaces d'indices i et j , de températures respectives T_i et T_j , est déterminé par l'expression suivante, [182] :

$$h_{i,j}^r = \frac{\sigma (T_i^2 + T_j^2) (T_i + T_j)}{\frac{1-\varepsilon_i}{\varepsilon_i} + \frac{1}{F_{i,j}} + \frac{(1-\varepsilon_j)S_i}{\varepsilon_j S_j}} \quad (75)$$

Avec :

σ : la constante de Stefan-Boltzmann ;

ε_i : l'émissivité de la surface d'indice i ;

$F_{i,j}$: le facteur de forme entre les deux surfaces d'indices i et j . Nous avons rapporté en Annexe B les facteurs de forme géométriques.

- Le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le ciel et une paroi : le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le ciel et une paroi s'écrit suivant la relation suivante, [182] :

$$h_{p,ciel}^r = \frac{\sigma (T_p^2 + T_{ciel}^2) (T_p + T_{ciel})}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{F_{p,ciel}} - 1} \quad (76)$$

La température du ciel est exprimée en fonction de la température ambiante. Son expression est donnée par l'expression suivante, [183] :

$$T_{ciel} = 0.0552 (T_{amb})^{1.5} \quad (77)$$

Quant au facteur de forme entre la paroi et le ciel, il s'exprime par la relation :

$$F_{p,ciel} = \frac{1 + \cos\beta}{2} \quad (78)$$

Si β indique l'inclinaison de la paroi par rapport à l'horizontale.

- Coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le sol et une paroi : le coefficient de transfert de chaleur par rayonnement entre le sol et une paroi, en supposant que l'émissivité du sol est égale à 1, s'écrit :

$$h_{pe,sol}^r = \frac{\sigma (T_{pe}^2 + T_{sol}^2) (T_{pe} + T_{sol})}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{F_{p,sol}} - 1} \quad (79)$$

Si on désigne par $F_{p,sol} = \frac{1 - \cos\beta}{2}$ le facteur de forme entre la paroi et le sol.

- Entre le condenseur et le ciel : le coefficient radiatif entre le condenseur et la voûte céleste est donnée par la relation :

$$h_{cd,ciel}^r = \sigma \varepsilon_{cd} (T_{cd} + T_{ciel}) (T_{cd}^2 + T_{ciel}^2) \quad (80)$$

- Entre les parois internes de l'habitat : Le coefficient de transfert par rayonnement entre deux plans perpendiculaires et entre deux plans de mêmes dimensions ayant un côté commun est donné par l'expression :

$$h^r = \varepsilon \sigma F_{s,i} (T_s^2 + T_i^2) (T_s + T_i) \quad (81)$$

$F_{s,i}$ étant le facteur de forme entre les deux plans, en fonction de la configuration considérée.

- Le coefficient de transfert par rayonnement entre deux plans rectangulaires parallèles de même aire est exprimé grâce à l'expression :

$$h^r = \frac{\sigma (T_s^2 + T_i^2) (T_s + T_i)}{\frac{1}{\varepsilon_s} + \frac{1}{\varepsilon_i} - 1} \quad (82)$$

III.3.4. Coefficient d'échange par renouvellement d'air [179]

Le renouvellement d'air n'étant considéré que dans l'enceinte habitable, le flux d'échange par renouvellement d'air est donné par :

$$\Phi_{air} = c \dot{Q} (T_{amb} - T_{hair}) \quad (83)$$

Avec :

c : la chaleur volumique de l'air, $c=1225 \text{ J m}^{-3} \text{ K}^{-1}$;

\dot{Q} : le débit d'air qui est en fonction de son volume échangé entre l'extérieur et l'intérieur de l'habitat (m^3/h) si l'on considère un échange toutes les heures. Il est donné par l'expression :

$$\dot{Q} = N V_{ol} \quad (84)$$

En désignant par :

N : le taux de renouvellement de l'air (h^{-1}) ;

V_{ol} : le volume total de l'enceinte habitable (m^3).

III.4. Calcul des performances de l'unité de climatisation

Les performances du climatiseur sont déterminées par le coefficient de performance thermique (COP_{th}) et la capacité frigorifique spécifique (SCP).

III.4.1. Coefficient de performance thermique du climatiseur

Le cycle thermodynamique est défini par les différentes températures de fonctionnement du système à savoir : la température d'adsorption T_a , la température de régénération T_g , la température de condensation T_{cond} ainsi que la température d'évaporation T_{eva} . Elles

permettent en général d'évaluer les performances thermiques du système de climatisation à travers son COP_{th} défini par, [81] :

$$COP_{th} = \frac{Q_{ev}}{Q_{chaleur}} \quad (85)$$

Avec :

Q_{ev} : la quantité de froid produite à l'évaporateur (kJ/kg) ;

$Q_{chaleur}$: la quantité de chaleur fournie à l'adsorbeur (kJ).

La quantité de froid Q_{ev} produite à l'évaporateur est donnée par l'expression :

$$\begin{aligned} Q_{ev} &= \Delta m m_z \left[L(T_{eva}) - \int_{T_{eva}}^{T_{cond}} C_{p_e}(T) dT \right] \\ &= \Delta m \cdot m_z [L(T_{eva}) - C_{p_e}(T_{cond} - T_{eva})] \end{aligned} \quad (86)$$

En désignant par Δm la masse cyclée d'adsorbat par kg d'adsorbant, elle est calculée grâce à la différence de masse de l'adsorbat entre les deux transformations isostériques par l'équation :

$$\Delta m = m_{max} - m_{min} = m(T_a, P_{ev}) - m(T_g, P_{cd}) \quad (87)$$

L'adsorbeur reçoit la quantité de chaleur $Q_{chaleur}$ de la source dont une partie est utilisée pour chauffer l'adsorbant et l'adsorbat, une autre partie sert à chauffer les parties métalliques de l'adsorbeur et le reste servant à la désorption. Cette quantité de chaleur se calcule par la formule suivante :

$$Q_{chaleur} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \quad (88)$$

En désignant par :

Q_1 : la chaleur sensible de l'adsorbant, c'est-à-dire la chaleur nécessaire pour porter la température de l'adsorbant de la température d'adsorption T_{ads} à la température de régénération T_g , déterminée par :

$$Q_1 = m_z \int_{T_{ads}}^{T_g} C_{p_z} dT = m_z C_{p_z} (T_g - T_{ads}) \quad (89)$$

Q_2 : la chaleur sensible de l'adsorbat, c'est-à-dire la chaleur nécessaire pour porter la température de l'adsorbat de la température d'adsorption T_{ads} à la température de régénération T_g , calculée par :

$$Q_2 = m_z m_{max} \int_{T_{ads}}^{T_{des}} C_{p_e}(T) dT + m_z \int_{T_{des}}^{T_g} m(T) C_{p_e}(T) dT \quad (90)$$

Où T_{des} (K) désigne la température du début du phénomène de désorption T_{des} égal à T_{a_1} .

Q_3 : la chaleur sensible des parties métalliques, c'est-à-dire la chaleur nécessaire pour porter la température des parties métalliques de l'adsorbent de la température d'adsorption T_{ads} à la température de régénération T_g , exprimée par :

$$Q_3 = m_{me} \int_{T_{ads}}^{T_g} C_{p_{me}} dT = m_{me} C_{p_{me}} (T_g - T_{ads}) \quad (91)$$

Q_{des} : la chaleur de désorption nécessaire à la désorption des vapeurs d'adsorbat, donnée par l'expression :

$$Q_{des} = \Delta m m_z \Delta H_{des} \quad (92)$$

III.4.2. Capacité frigorifique spécifique du climatiseur

La puissance spécifique de refroidissement (SCP) du climatiseur est le rapport entre la quantité de froid produit et le temps total du cycle. Elle est exprimée par l'expression, [184] :

$$SCP = \frac{Q_f}{t_{cycle}} \quad (93)$$

Dans cette étude, nous nous intéressons uniquement au calcul du coefficient de performance COP_{th} pour évaluer les performances de la PAC à adsorption. Le COP_{th} calculé dans la suite est un COP_{th} thermique thermodynamique c'est-à-dire qu'il prend en compte les bilans des adsorbant, adsorbat et des parties métalliques de l'adsorbent. Mais le COP_{th} réel d'un tel cycle tient compte des bilans thermiques de l'adsorbent et des différents organes de la machine frigorifique à adsorption (condenseur et évaporateur) mais aussi de la puissance électrique apportée à la pompe pour extraire les calories du sol. Le calcul de ce coefficient admet l'hypothèse d'incompressibilité des liquides et des solides, donnée par la relation :

$$Cp_p = Cp_v \quad (94)$$

Avec :

Cp_p : la chaleur spécifique à pression constante ;

Cp_v : la chaleur spécifique à volume constant.

III.5. Conditions météorologiques

En dehors des températures extérieures, les conditions météorologiques concernent principalement le flux solaire. Il est estimé en se référant à la méthode de Liu et Jordan. Nous avons mis en Annexe C la modélisation du flux solaire sur les parois extérieures de l'habitat.

III.6. Méthode de résolution du problème

III.6.1. Discrétisation et résolution des équations

La discrétisation et la résolution des équations du modèle se font suivant la méthode implicite aux différences finies. Elle est basée sur la technique du développement en série de Taylor qui permet d'approximer la valeur d'une fonction en un point donné ainsi que toutes ses dérivées en un point voisin dans le domaine temporel. Cette méthode permet d'établir à partir des équations du modèle un système linéaire d'équations algébriques. Ce système permet, au moyen d'une résolution numérique, de déterminer les grandeurs physiques mises en jeu en fonction des variables inconnues à un instant $t + \Delta t$ à partir des variables connues à l'instant précédent t . A cet effet, les équations du modèle se ramènent à un système matriciel d'équations de la forme $A[T] = B$ où T représente le vecteur d'inconnues désignant les températures qui sont à calculer. Les coefficients des matrices A et B sont respectivement exprimés par $a_{i,j}$ et b_i en Annexe D.

A l'instant initial $t = 0$, toutes les températures du système sont supposées égales à la température ambiante et par la suite, les températures du ciel et du sol ne changent pas. Les différents coefficients de transfert de chaleur sont calculés à l'instant $t + \Delta t$ en affectant également une valeur arbitraire aux températures des différents composants. Pour des raisons d'optimisation et obtenir des résultats stables, nous avons choisi des pas de temps différents pour chaque système. Pour l'unité de climatisation, le pas de temps $\Delta t = 5s$ alors que pour l'habitat il est fixé à 300s. La résolution du système d'équations algébrique se fait à l'aide des algorithmes de Gauss et Thomas qui se basent sur une comparaison entre les valeurs des températures à l'instant t et celles à l'instant $t + \Delta t$. Ensuite, on fixe une précision de $\varepsilon = 10^{-3}$ à atteindre entre deux itérations successives. Si l'écart relatif entre ces valeurs est supérieur à cette précision souhaitée, les valeurs calculées remplacent les anciennes et la procédure de calcul est reprise jusqu'à la convergence des températures. Si la précision souhaitée est obtenue, alors l'algorithme donne les valeurs affectées. Ces calculs sont résolus à l'aide d'un programme informatique établi en langage Fortran grâce au logiciel Microsoft Visual Studio 2008.

III.6.2. Méthode de couplage

Le couplage thermique entre l'évaporateur et l'air intérieur de l'enceinte habitable s'effectue en utilisant la méthode dite de la connexion. Il s'agit d'une méthode numérique de résolution itérative pour résoudre les équations thermiques entre deux nœuds de températures associés. Pour cela, chacun des deux systèmes (habitat et unité de climatisation) est défini comme une zone thermique dont les nœuds de connexion sont la température de l'air intérieur de l'habitat d'un côté et la température des parois de l'évaporateur de l'autre. Le modèle local d'une zone est alors considéré comme un système de taille réduite par rapport à celle du système complet. Le calcul des températures d'une zone se fait en supposant les températures de l'autre zone connues. La résolution des équations de la première zone fournit de nouvelles valeurs de température, lesquelles valeurs sont utilisées pour la résolution de la seconde zone. Ainsi, la résolution des équations de l'unité de climatisation fournit la température des parois de l'évaporateur qui est utilisée lors de la résolution des équations de l'habitat. La surface de l'évaporateur représente la surface d'échange entre la température des parois de l'évaporateur et celle de l'air intérieur de l'habitat. A la fin de chaque itération, le critère de convergence sur le nœud de connexion est effectué dans le même pas de temps avant de reprendre le calcul sur le pas de temps suivant. Nous avons mis en Annexe E l'algorithme de résolution des calculs.

Conclusion partielle

Nous avons présenté dans ce chapitre les équations de notre modèle en commençant par l'unité de climatisation d'une part et celle de l'habitat type d'autre part, en nous basant sur l'analogie qui existe entre les transferts thermiques et électriques. Pour l'unité de climatisation, le modèle s'appuie sur le modèle de cinétique dit linéaire pour la cinétique d'adsorption et celui proposé par DUBININ-ASTAKHOV pour le modèle d'adsorption. Ensuite, nous avons effectué le bilan de transferts de chaleur et de masse de chaque composante et avons proposé le calcul de performance du climatiseur. Pour l'habitat, il s'agit principalement d'un bilan de transferts de chaleur tout en tenant compte des conditions météorologiques extérieures. Les différentes équations de transferts de chaleur font intervenir des coefficients de transferts dont les valeurs sont déduites de corrélations semi-empiriques. La discrétisation et la résolution des équations du modèle se font suivant la méthode implicite aux différences finies à l'aide des algorithmes de Gauss et Thomas. Le couplage entre les deux systèmes se fait grâce à la méthode dite de la connexion. Le chapitre suivant est consacré aux résultats et discussions.

Chapitre IV : RÉSULTATS ET DISCUSSIONS

Introduction

Ce présent chapitre est consacré aux présentations et discussions de nos résultats. Dans un premier temps, nous présentons les résultats des simulations concernant l'unité de climatisation par adsorption. Il s'agit là de valider d'abord notre code numérique par comparaison avec les données de la littérature puis de voir l'évolution des différents paramètres du système au cours d'un cycle de fonctionnement avant de procéder à l'évaluation de ses performances. Dans la suite, nous présentons les résultats des simulations des conditions météorologiques pour la journée type du mois de Novembre sur la période de 2009 à 2019. Nous exposons ainsi les résultats des simulations de notre habitat type classique sans climatiseur puis avec les conditions climatiques simulées. Enfin, nous rapportons les résultats du couplage entre l'habitat et le climatiseur afin de voir l'effet de ce dernier sur les températures intérieures de l'habitat.

IV.1. Simulations numériques des conditions climatiques

Les résultats présentés concernent la journée type du mois de Novembre sur la période de 2009 à 2019. Cette journée est marquée par des températures assez élevées avec une moyenne maximale de 305.76K et une moyenne minimale de 298.46K. La vitesse moyenne de la vitesse du vent est de 5.1m/s. Ces données sont celles prélevées par la station météorologique de l'Agence pour la Sécurité de la Navigation Aérienne en Afrique et à Madagascar (ASECNA) sise à Hahaya dans le Nord-Ouest de la Grande-Comore. Cette région est choisie pour l'implantation de notre habitat type. Il s'agit aussi de l'une des régions les plus chaudes du Pays, localisée à la latitude de 12°3 Sud et à la longitude de 44°43 Est. Le choix de cette journée est basé sur la volonté d'exposer notre habitat à des températures assez élevées afin d'observer l'impact de l'unité de climatisation sur le refroidissement de l'air de l'habitat. En effet, nos simulations sont faites avec des conditions relativement défavorables. La durée du jour et les heures des lever et coucher du Soleil sont données par notre programme. Nous avons fixé un flux maximal de 1000W/m².

IV.1.1. Evolution du flux global horizontal et de la température ambiante

Nous présentons tout d'abord sur la figure 10 les évolutions journalières du flux global horizontal et de la température ambiante pour la journée type du mois de Novembre. La durée du jour est de 12h pour un lever de Soleil à 6h du matin et un coucher, à 18h.

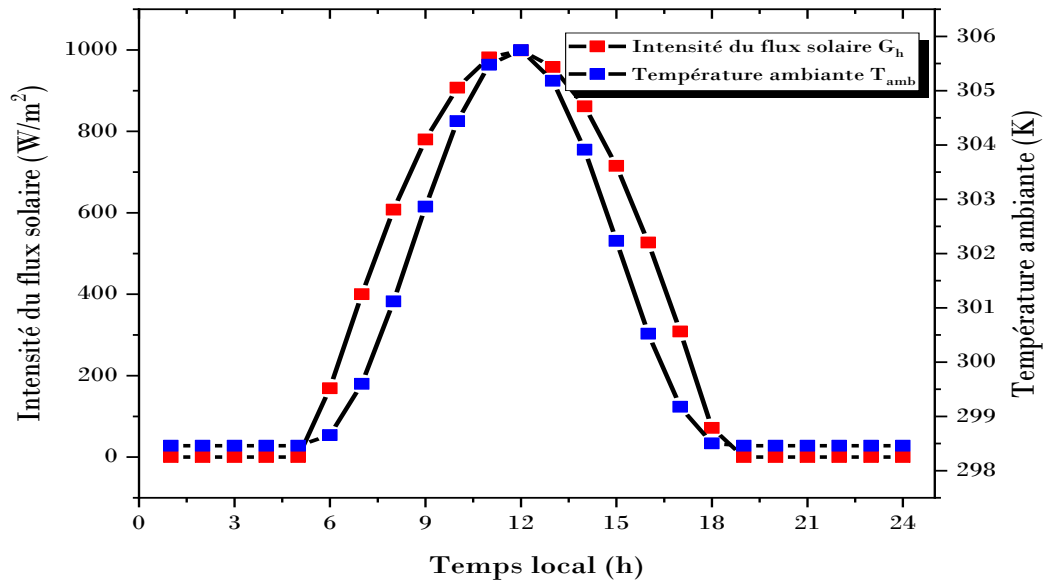


Figure 10 : Evolutions temporelles du flux global horizontal et de la température ambiante.

Entre 1h et 6h du matin et entre 18h et minuit, la température ambiante est à son minimale qui est de 298.46K et le flux global capté sur une paroi horizontale est de $0W m^2$: il s'agit de la période nocturne. A partir de 6h, nous observons l'augmentation progressive de la température qui monte jusqu'à atteindre son pic à midi d'une valeur de 305.74K : il s'agit de la période diurne. C'est le moment de la journée où il fait le plus chaud. Le flux global horizontal évolue pour atteindre le pic journalier de $998.80W/m^2$ à midi. Par la suite, nous interprétons les résultats en période diurne uniquement.

La figure 11 montre les évolutions temporelles des deux composantes du flux global horizontal qui sont le flux direct et le flux diffus. En observant les deux courbes, le flux direct est beaucoup plus important que le flux diffus. Les pics d'ensoleillement sont atteints à midi pour des valeurs de $951.06W/m^2$ et $47.74W/m^2$ respectivement pour le flux direct et le flux diffus. La somme de ces deux flux donne le flux global reçu par une paroi horizontale.

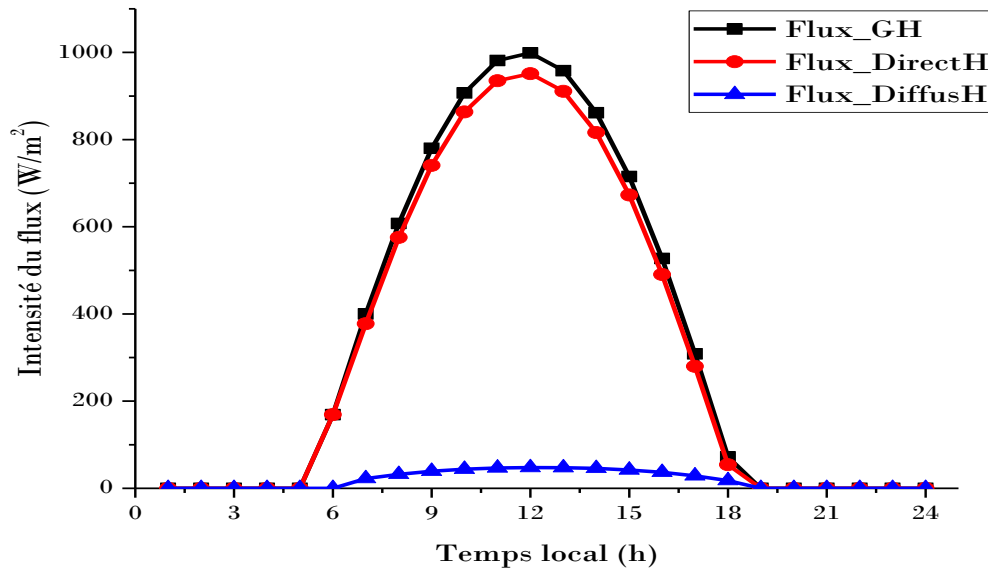


Figure 11 : Evolutions temporelles des flux global, direct et diffus sur une paroi horizontale.

IV.1.2. Evolution des flux globaux incidents sur la toiture

La figure 12 montre les profils temporels des flux incidents sur la toiture inclinée côté Sud et Nord. Les flux incidents sur la toiture commencent à augmenter au lever du Soleil à partir de 06h du matin. Le flux incident sur la paroi Nord atteint une valeur maximale de 633.99W/m^2 à 12h alors que celui sur la paroi Sud est maximal à 13h pour une valeur de 375.49W/m^2 .

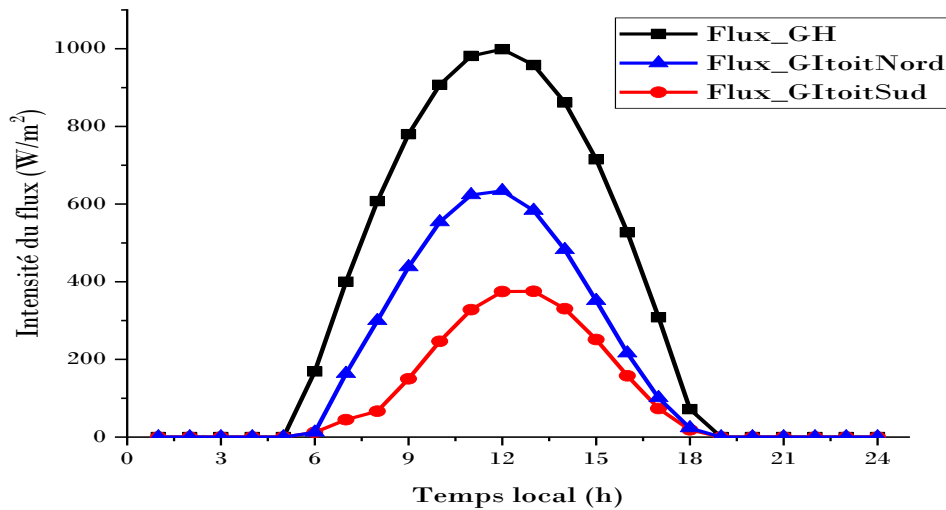


Figure 12 : Profil temporel du flux global incident sur la toiture inclinée.

Cette différence entre les pics s'explique par le fait que pendant cette période le Soleil est au Nord. De plus, l'emplacement géographique des Comores implique que le Pays reçoit plus d'ensoleillement au Nord tout au long de l'année durant la période diurne.

IV.1.3. Evolution des flux globaux incidents sur les parois de l'enceinte habitable

La figure 13 présente les profils temporels des flux globaux incidents sur les parois de l'habitat. Nous observons une augmentation du flux sur les parois qui coïncide avec le début de l'ensoleillement. Le Soleil se levant de l'Est vers l'Ouest, la paroi Est reçoit les premiers rayons de Soleil qui atteignent une intensité de 649.75W/m^2 à 9h du matin. Ensuite, l'ensoleillement va diminuer au fil du temps jusqu'à atteindre une valeur de 143.47W/m^2 à 13h qui coïncide avec le passage du Soleil du côté Ouest de l'habitat. L'intensité du flux sur la paroi Ouest atteint son pic à 15h pour une valeur de 524.28W/m^2 avant de commencer à diminuer jusqu'à devenir nul à 18h. Comme pour la toiture, le flux arrivant sur le Nord de l'habitat est plus important que celui sur le Sud. La différence notable a pour origine que pendant une grande partie de la période diurne, les deux flux sur l'habitat sont moins importants que ceux sur la toiture.

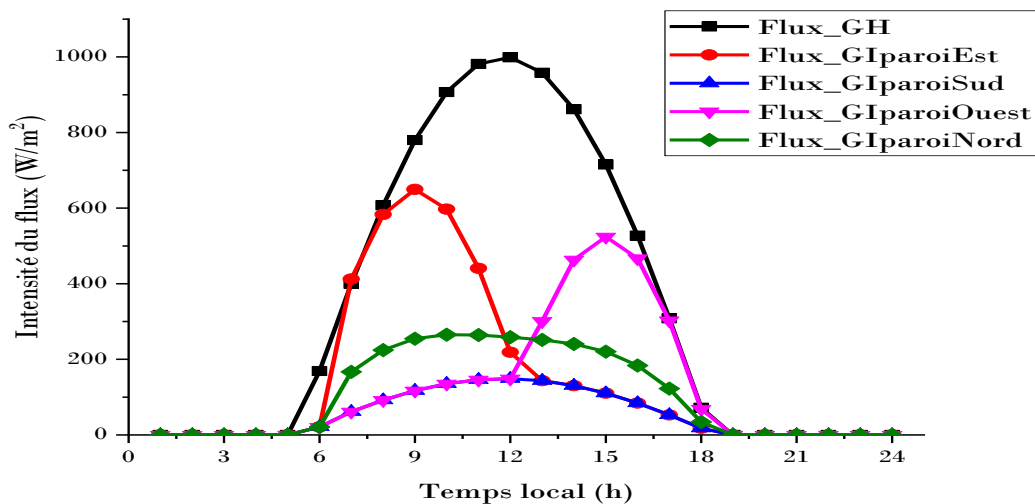


Figure 13 : Profils temporels des flux incidents sur les parois de l'habitat.

Cela s'explique par la verticalité des murs par rapport à l'inclinaison de la toiture. Le flux sur la paroi Nord de l'habitat atteint un pic de 265.23W/m^2 à 10h contre une valeur de 148.71W/m^2 à midi du côté Sud de la toiture. Il faut dire que la course du Soleil durant cette période fait que les deux flux varient très peu durant la période diurne. Nous avons ainsi présenté les résultats des simulations des conditions météorologiques avec lesquelles nous allons travailler et présenter les résultats de notre modèle d'habitat. Pour le modèle du climatiseur, nous nous référons juste au flux global horizontal.

IV.2. Étude numérique de l'unité de climatisation

Un climatiseur par adsorption est un système qui fait intervenir plusieurs paramètres physiques et thermodynamiques interdépendants les uns des autres. Pour modéliser un tel système, il est nécessaire de bien maîtriser le comportement des différents paramètres souvent mis en jeu dans le fonctionnement du cycle. Cela concerne les principaux paramètres du couple zéolithe/méthanol dans le lit adsorbant à savoir sa température T_m , la pression P et la quantité de masse sorbée m_e mais aussi l'évolution des températures du condenseur et de l'évaporateur. Les résultats sur l'unité de climatisation sont présentés sans tenir compte de l'évolution des conditions météorologiques, ce qui suppose une température ambiante fixe. Les principaux paramètres utilisés pour les simulations du climatiseur sont regroupés dans le tableau 7.

Tableau 7 : Paramètres principaux pour les simulations.

Paramètres	Symbole	Valeur	Unités
Propriétés de l'adsorbant			
Chaleur spécifique	C_{pz}	836	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
Densité	ρ_z	980	$kg\ m^{-3}$
Propriétés de l'adsorbat			
Chaleur spécifique	C_{pe}	920	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
Densité	ρ_e	786	$kg\ m^{-3}$
Propriétés du système			
Température d'évaporation	T_{eva}	280	K
Température de condensation	T_{cond}	301	K
Pression dans l'évaporateur	$P_{ev}(T_{eva})$	6 129	Pa
Pression dans le condenseur	$P_{cd}(T_{cond})$	19 594	Pa
Chaleur spécifique de la cloison	C_{pc}	1 800	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
Densité de la cloison	ρ_c	1 200	$kg\ m^{-3}$
Chaleur spécifique de la paroi	C_{pp}	1 278	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
Densité de la paroi	ρ_p	1 300	$kg\ m^{-3}$
Conductivité thermique de la cloison	λ_c	200.758	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
Capacité maximale d'adsorption	w_o	0.269	$m^3\ kg^{-1}$
Energie d'activation	E_a	$8.134\ 10^4$	J
Température du fluide à l'entrée	T_f	363	K
Paramètres de Dubinin-Astakhov	D	$4.15\ 10^{-7}$	-
	N	2	-

IV.2.1. Validation du modèle

La validation de notre modèle se fait en trois étapes. Tout d'abord, la validation du modèle du capteur qui se fait avec une comparaison qualitative du cycle que nous avons obtenu

avec les données rapportées par A. EL FADAR et al. [185]. Ensuite, nous validons les modèles de l'évaporateur et du condenseur en comparant l'évolution de leurs courbes respectives avec celles obtenues par G. C. TUBREOUMYA et al. [60]. Et enfin, nous comparons les performances thermiques du système avec celles données de la littérature.

IV.2.1.1. Validation du modèle du capteur adsorbteur

Sur la figure 14, nous avons rapporté le cycle que nous avons obtenu en faisant une comparaison qualitative avec celui rapporté par A. AL FADAR et al. [185], sur un diagramme de DÜHRING lors de leur étude sur un système frigorifique à deux adsorbteurs par adsorption alimentés par un capteur parabolique solaire. Ils ont étudié un couple charbon-actif/ammoniac. En raison de la forte interdépendance des trois principaux paramètres (T, P, m) du système, la présentation de nos résultats de simulation sur un diagramme (P, T) permet de suivre une évolution correcte du cycle dans le but de valider notre modèle de climatiseur. En comparant les deux cycles, nous constatons bien que, qualitativement, notre cycle suit bien l'évolution normale d'un système frigorifique par adsorption. Cela dit, des écarts sont observés notamment en fin du refroidissement et au début de l'adsorption-évaporation, mais aussi à la fin du chauffage. Ces écarts peuvent s'expliquer par les différentes conditions de simulation notamment les hypothèses simplificatrices utilisées, la méthode numérique utilisée pour la résolution des équations et aussi les paramètres physiques des composants du système. L'utilisation de l'ammoniac dans leur étude fait que, quantitativement, la pression de vapeur de leur système est plus élevée. Ce qui paraît parfaitement normal car la pression de vapeur de l'ammoniac est plus grande que celle du méthanol. De plus, l'écart de température par rapport à notre système s'explique par le fait que leur système, chauffé par un capteur solaire, concerne un réfrigérateur alors que le nôtre est un climatiseur.

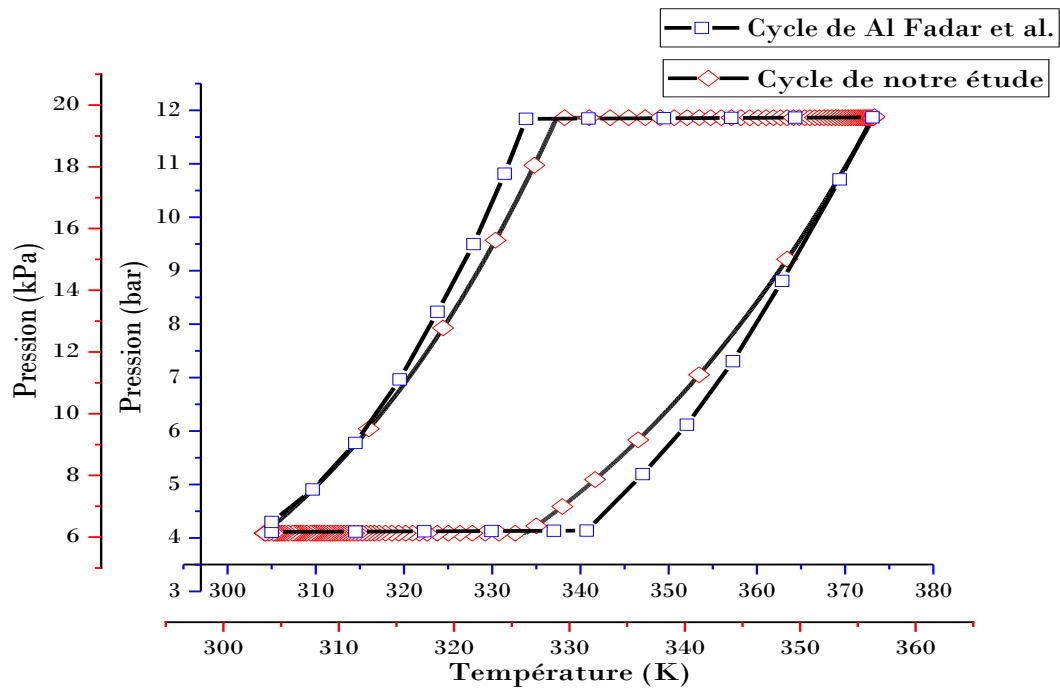


Figure 14 : Comparaison de notre cycle avec celui de la littérature.

IV.2.1.2. Validation du modèle d'évaporateur et du condenseur

Dans cette partie, nous comparons les courbes obtenues avec nos condenseur et évaporateur. La figure 15 rapporte la comparaison entre la courbe du condenseur de notre modèle avec celle obtenue par G. C. TUBREOUMYA et al. [60]. Nous remarquons que ces courbes évoluent la plupart du temps avec une allure similaire malgré quelques différences notamment au moment du refroidissement des condenseurs. Leur condenseur atteint la température maximale de 320K tandis que le nôtre atteint 323 K, tous les deux ayant presque la même la fin de la phase de désorption. La même tendance est observée en comparant les courbes respectives des températures des évaporateurs pour les deux études comme le rapporte la figure 16. Au début de l'évaporation, la température de leur évaporateur est égale à 297K pour atteindre 275K à la fin de l'évaporation tandis que notre évaporateur commence avec une température de 298.46K pour descendre jusqu'à 283K. De la même manière que lors de la validation du cycle, ces écarts peuvent s'expliquer par les différentes conditions de simulation notamment les hypothèses simplificatrices appliquées, la méthode numérique utilisée pour la résolution des équations ou encore les paramètres physiques des composants. De plus, dans leur étude, ils ont étudié une machine frigorifique qui permet d'obtenir des températures basses au niveau de l'évaporateur alors que dans notre étude, nous étudions un climatiseur.

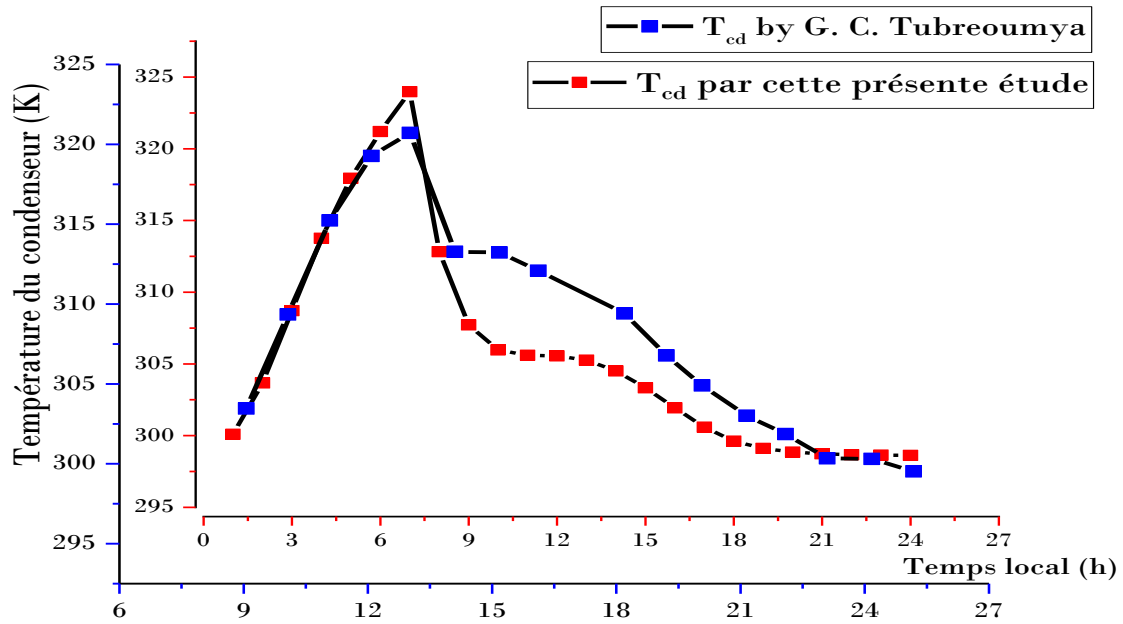


Figure 15 : Validation du condenseur.

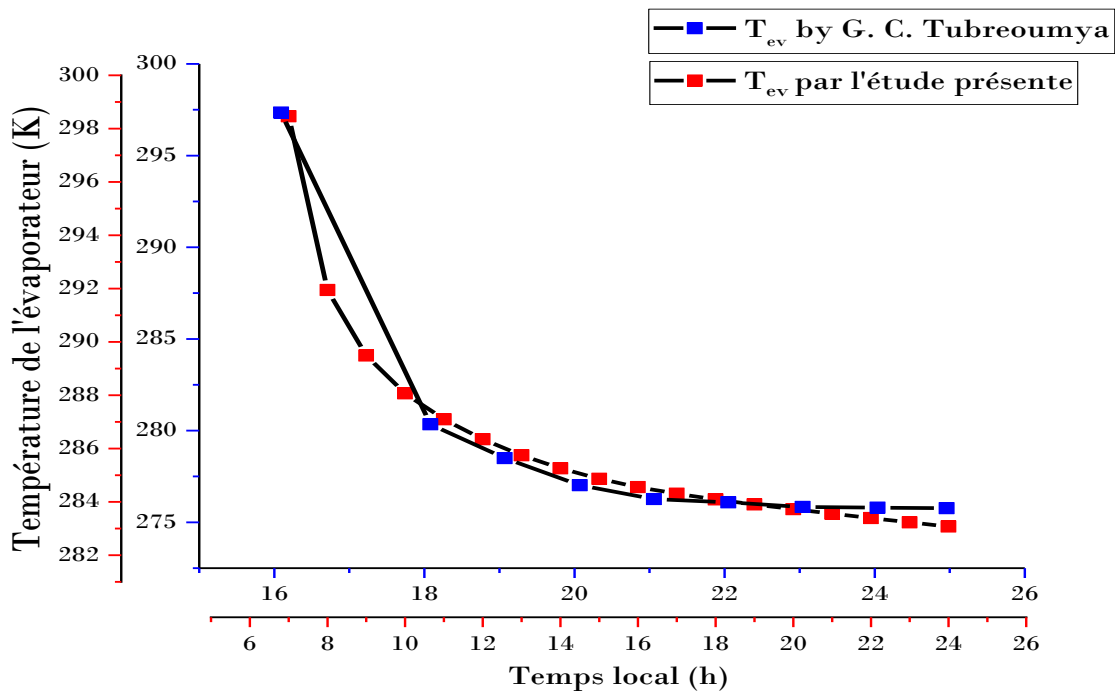


Figure 16 : Validation de l'évaporateur.

IV.2.1.3. Comparaison des performances du système avec celles de la littérature

Dans ce qui suit, nous regardons l'influence des températures seuils sur les performances thermiques du système tout en considérant celle donnée par la littérature. Nos résultats sont présentés pour les températures d'évaporation $T_{eva}=280K$, d'adsorption

$T_{ads}=298K$, de condensation $T_{cond}=301K$ et de régénération $T_g=363K$. Nous regardons l'influence de ces températures seuils sur le COP_{th} et la quantité de froid Q_{ev} produite à l'évaporateur en variant à chaque fois l'une d'entre elles et en fixant les trois autres.

La figure 17 montre l'influence de la température d'évaporation sur les performances de l'unité de climatisation. Nous constatons que l'augmentation de la température d'évaporation implique les croissances du COP_{th} et de la quantité de froid produite. Pour une température d'évaporation de 270 à 292K, nous avons respectivement un COP_{th} qui va de 0.34 à 0.57 et une quantité de froid produite de valeur allant de 247.4 à 411.15kJ/kg.

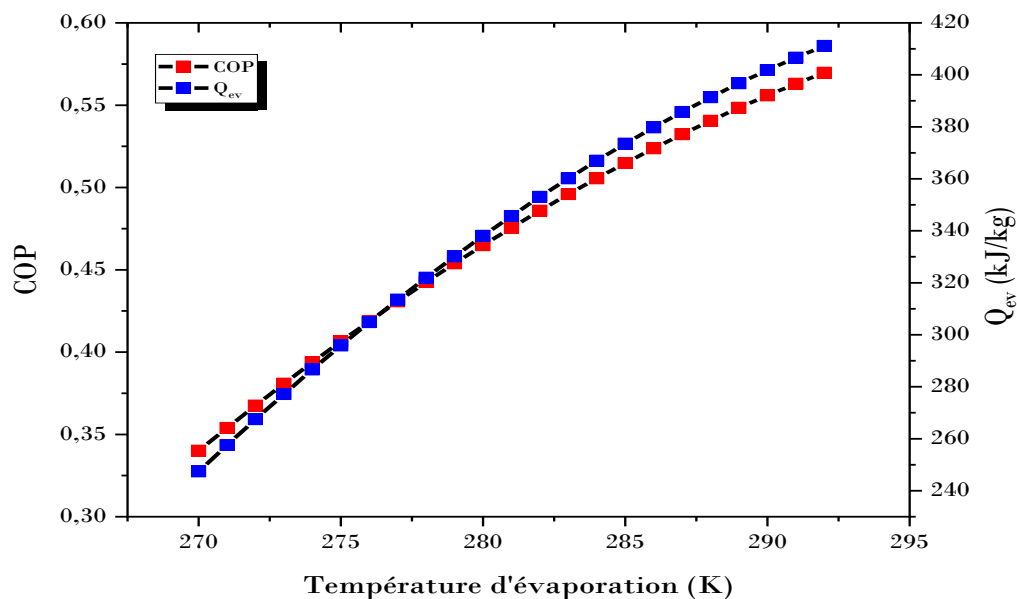


Figure 17 : Influence de la température d'évaporation sur les performances thermiques.

En effet, l'augmentation de la température d'évaporation augmente la pression de saturation dans l'évaporateur et la quantité de masse maximale entraînant ainsi une augmentation de la masse cyclée. Une augmentation de la masse cyclée implique une augmentation simultanée de la quantité de froid produite à l'évaporateur et du COP_{th} de l'unité de climatisation. Ces mêmes tendances sont observées par W. CHEKIROU et al. [186] dans leurs études de modélisation dynamique et de simulation d'adsorbeur tubulaire d'une machine à adsorption solide fonctionnant grâce à l'énergie solaire. Ils ont montré l'influence de la température d'évaporation pour des températures d'adsorption et de condensation respectivement égales à 298K et 303K. Pour une température d'évaporation entre 263 à 278K, le COP_{th} de leur système augmentait de 0.36 à 0.51.

La figure 18 montre l'influence de la température d'adsorption sur les performances du système. Nous avons fait varier la température d'adsorption de 280 à 318K. Il en ressort que l'augmentation de la température d'adsorption fait diminuer le COP_{th} et la quantité de froid produite. Ainsi, nous avons respectivement des valeurs du COP_{th} qui varient de 0.48 à 0.29 et une quantité de froid à l'évaporateur allant de 384.8 à 192.1kJ/kg. En effet, l'augmentation de la température d'adsorption en début du cycle fait diminuer la quantité maximale de masse impliquant la diminution de la masse cyclée ainsi que celle des performances de la machine. Ces mêmes tendances de résultats ont été observées par E. PASSOS et al. [69] dans leur étude sur les performances thermodynamiques d'un cycle intermittent d'un réfrigérateur solaire à adsorption de méthanol dans du charbon actif. Ils ont fait varier la température d'adsorption entre 288 et 313K et ont observé une diminution du COP_{th} de 0.48 à 0.38.

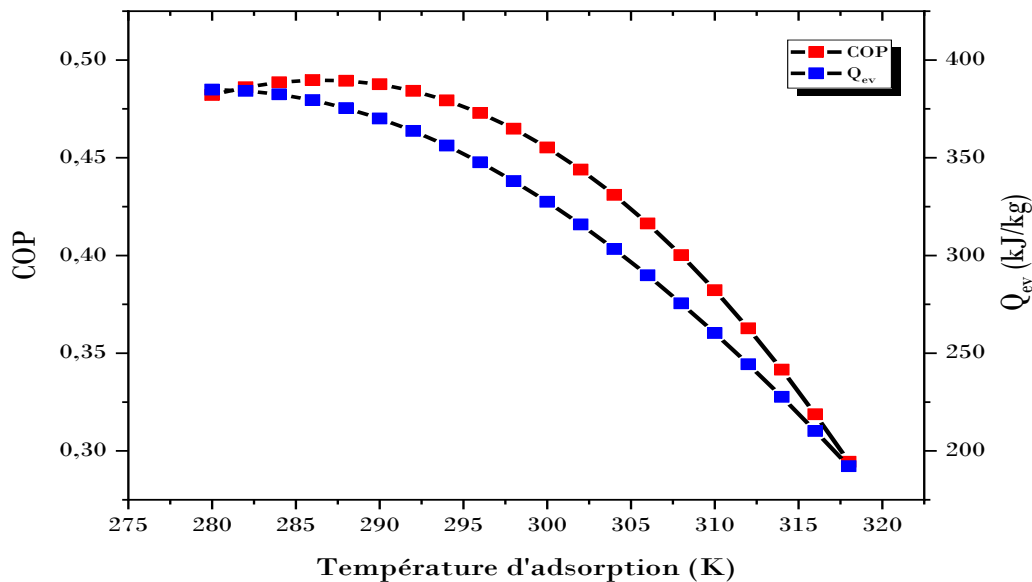


Figure 18 : Influence de la température d'adsorption sur les performances thermiques.

Ils ont fixé des températures d'évaporation égale à 268K, de condensation égale à 303K et de régénération égale à 378K. Toutefois, notons qu'une grande diminution de la température d'adsorption peut engendrer une diminution des performances du système comme le montre le fléchissement de la courbe du COP_{th} pour une température assez basse. Cela montre tout simplement qu'il faut d'abord respecter un certain équilibre au début du cycle puis ne pas commencer le cycle par une température d'adsorption très basse. Une très basse température affecte l'équilibre du rapport entre la quantité de froid produite et la quantité de chaleur utile.

Nous montrons dans la figure 19 l'influence de la température de condensation sur les performances du système. En variant la température de condensation de 295 à 317K, nous obtenons un COP_{th} qui va de 0.59 à 0.20 et une quantité de froid produite qui varie de 424.7 à 151.3kJ/kg. Ainsi, il en ressort que l'augmentation de la température de condensation réduit aussi les performances du système. Cela s'explique par le fait que l'augmentation de la température de condensation augmente la pression de saturation au condenseur alors une augmentation de la température de désorption. Or, l'augmentation de la température de désorption diminue la quantité de masse maximale et ainsi une diminution de la quantité de masse cyclée. Elle conduit ainsi aux diminutions du COP_{th} et de la quantité de froid produite à l'évaporateur. Des résultats avec des telles tendances sont rapportés par M. A. HADJ AMMAR et al. [174] dans leur étude sur les performances d'un système frigorifique à capteur solaire. Ils ont fait varier la température de condensation de 293 à 318K pour des températures d'évaporation de 272K, d'adsorption de 298K et de régénération de 368K. Le COP_{th} de leur système varie alors de 0.74 à 0.676.

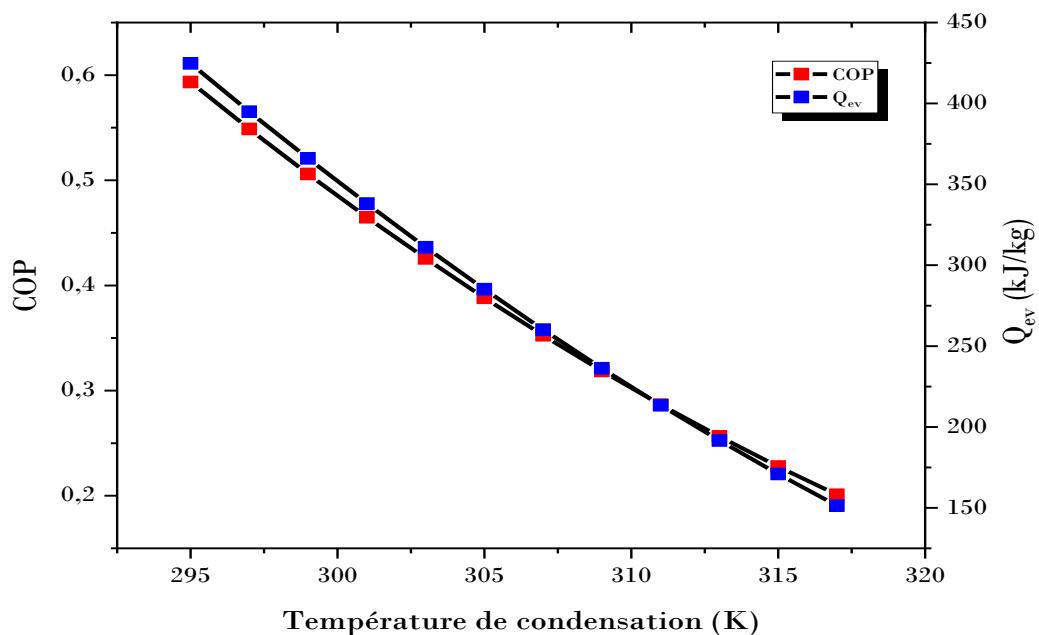


Figure 19 : Influence de la température de condensation sur les performances thermiques.

Sur la figure 20, nous avons rapporté l'influence de la température de régénération sur les performances du cycle. Pour une température de régénération allant de 345 à 435K, nous avons un COP_{th} variant de 0.42 à 0.50 et une quantité de froid produite, de 166.4 à 975.9kJ/kg. Nous observons qu'une augmentation de la température de régénération augmente les performances du système. En effet, l'augmentation de la température de régénération fait

diminuer la masse minimale adsorbée et augmente ainsi la masse cyclée, ce qui conduit aux performances meilleures au niveau du système. Toutefois, il n'est pas nécessaire d'avoir des températures de régénération très grandes car cela influe aussi sur les capacités physiques de certains matériaux qui sont destinés à transmettre une gamme élevée de chaleur. En plus, les limites chimiques et thermodynamiques des couples adsorbant/adsorbat à des températures élevées sont à prendre en compte. Ainsi, nous observons que le COP_{th} atteint une certaine valeur maximale bien que la quantité de froid produite continue d'augmenter d'une manière monotone. Ces tendances sont observées aussi par A. ASIF SHA et al. [187] dans une étude sur un système frigorifique de deux lits à adsorption d'éthanol sur le charbon actif. Ils ont fait varier la température maximale de 353 à 383K et ont observé une augmentation de la quantité de froid produite et aussi du COP_{th} allant de 0.3 à 0.68 pour 368K avant de commencer à diminuer. Pour ce faire, ils ont fixé des températures d'évaporation de 278K, d'adsorption de 306K et de condensation de 318K.

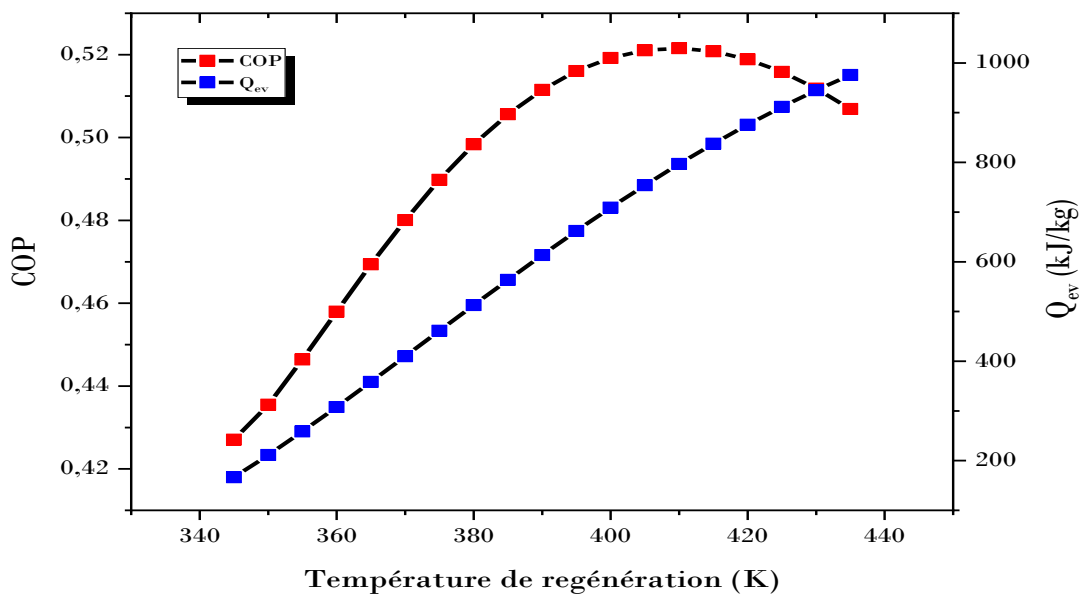


Figure 20 : Influence de la température de régénération sur les performances thermiques.

Au vu des comparaisons que nous avons faites, nous pouvons dire que le code numérique élaboré dans le cadre des travaux de cette thèse permet de bien modéliser un climatiseur par adsorption afin de prédire ses performances thermiques. Ainsi par la suite, nous allons présenter les résultats des simulations de notre modèle de climatiseur par adsorption.

IV.2.2. Simulations numériques du climatiseur

IV.2.2.1. Evolutions temporelles des paramètres du couple zéolithe/méthanol

La température, la pression et la masse sorbée suivent normalement l'évolution des quatre (04) phases mises en jeu et dictent le comportement du cycle. Elles sont indéniablement liées et les allures de leurs courbes le sont aussi. L'augmentation de la température s'accompagne d'une montée de la pression et de la même manière une diminution de la température entraîne une baisse de la pression. La quantité instantanée de masse sorbée correspond à la quantité de masse de vapeur de méthanol désorbée ou adsorbée du lit de la zéolithe en fonction de la phase du cycle correspondante. D'une manière générale, l'allure des courbes des quantités de masse sorbées à chaque instant suit l'évolution de la température du cycle et inversement. La figure 21 présente les évolutions temporelles des principales températures de l'unité de climatisation par adsorption.

Au début du cycle, la température de la zéolithe augmente significativement et passe de la température d'adsorption dite d'équilibre $T_a=303.5K$ à la température de désorption $T_{a1}=328.8K$ relative à la pression dans le condenseur. Cette augmentation s'explique en grande partie par l'apport de la chaleur du fluide géothermal chaud à travers la cloison interne du capteur et d'autre part par la fermeture de la vanne entre le condenseur et le lit. Quant à la pression à l'intérieur du capteur, elle va passer de la pression d'évaporation $P_{ev}=6\ 129Pa$ à la pression de condensation $P_{cd}=19\ 594Pa$. C'est la phase du chauffage qui dure environ 1h.

Par la suite, lorsque la pression à l'intérieur du capteur atteint celle du condenseur, le cycle entre dans sa 2^{ème} phase qui correspond à la condensation isobarique de la quantité des vapeurs de méthanol désorbée de l'adsorbant. Cette phase, durant laquelle le chauffage continue, est marquée par l'ouverture de la vanne de conduite de vapeur entre le lit et le condenseur pour permettre l'évacuation des vapeurs de méthanol. La température du lit continue toujours d'augmenter jusqu'à la température de régénération $T_g=356.36K$ mais d'une manière moins significative cette fois-ci avec un petit fléchissement de la courbe d'évolution. Quant à la pression à l'intérieur du capteur, elle reste maintenue à la pression du condenseur. La température du condenseur est importante lors de la phase désorption-condensation. Elle passe d'une valeur de 298.46K au début à 323.7K à la fin. En effet, lors du chauffage, les vapeurs de méthanol désorbées de la zéolithe contiennent la chaleur isostérique de sorption nécessaire à leur désorption à la surface de la zéolithe. Cette chaleur est rejetée dans le

condenseur lors de la condensation des vapeurs de méthanol. Le condenseur est alors refroidi par convection et rayonnement avec le milieu extérieur. Cette phase dure d'environ 6h 30mn.

Lorsque la zéolithe atteint la température de régénération, le refroidissement commence. Durant cette 3^{ème} phase dite de refroidissement isostérique, la vanne de conduite de vapeur entre le lit et le condenseur est fermée et le refroidissement de la zéolithe se fait notamment grâce à la coupure du chauffage et par conduction avec les parois du capteur qui sont en contact direct avec le milieu ambiant. La température du lit passe alors de T_g à la température intermédiaire qui correspond au début d'évaporation $T_{a2}=326.25K$. Ce refroidissement entraîne aussi une baisse de la pression à l'intérieur du capteur qui va passer de la pression de condensation à la pression d'évaporation pour favoriser l'adsorption de l'adsorbat à basse pression. Pendant ce temps-là, le méthanol liquide va sortir du condenseur pour entrer dans l'évaporateur en passant par la valve de détente afin d'y subir aussi une baisse de pression. Cette phase dure 1h.

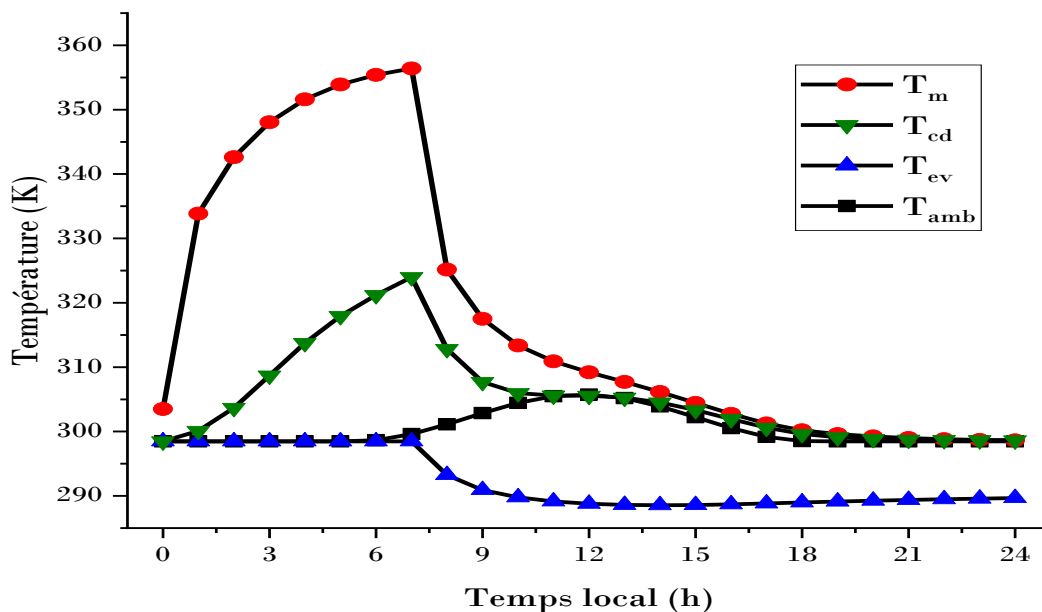


Figure 21 : Evolutions temporelles des températures des composantes du climatiseur.

Enfin, la 4^{ème} et dernière phase du cycle correspond à l'adsorption isobarique durant laquelle la température de la zéolithe continue de baisser sous l'effet de la fixation des molécules de méthanol dans la zéolithe grâce à l'ouverture de la vanne entre l'évaporateur et le lit adsorbant. Dans un cycle idéal, l'ouverture de la vanne entre le lit et l'évaporateur au début de l'adsorption s'accompagne d'une petite augmentation soudaine de la température de l'adsorbant due à l'évacuation de la chaleur depuis l'évaporateur. Quant à la pression à

l'intérieur du lit, elle reste constante et égale à la pression d'évaporation. La température de l'évaporateur est importante lors de la phase évaporation-adsorption. Elle influence directement le temps nécessaire à l'adsorption. La température de l'évaporateur va baisser considérablement en passant de 298.4K à 283.9K et se stabilise autour de cette valeur jusqu'à l'évaporation complète des quantités de vapeur de méthanol. Cette baisse de température s'explique par la consommation de la chaleur stockée dans l'évaporateur et nécessaire à l'adsorption des molécules de vapeur de méthanol dans la zéolithe. Cette phase dure environ 15h. En réalité, compte tenu du caractère intermittent de ces machines et de plusieurs pertes dues notamment aux paramètres de dimensionnement du système, le temps entre les quatre (04) phases n'est pas forcément également reparti par rapport au cycle de la machine. Ce qui explique par exemple un temps de désorption qui dure un peu plus longtemps que celui de l'adsorption.

La figure 22 montre l'évolution temporelle des quantités de masse de méthanol sorbées. Pendant le chauffage, la quantité de masse désorbée est constante à son maximum d'une valeur de 0,196kg de méthanol par kg de zéolithe. Lors de la condensation, la masse de vapeur de méthanol désorbée va diminuer au fur et à mesure que l'on désorbe la zéolithe. Elle va passer de son maximum à un minimum de 0.158kg de méthanol par kg de zéolithe correspondant à la température de régénération. Cette diminution s'explique par la désorption des vapeurs du méthanol à la surface de la zéolithe sous l'action du chauffage. Durant le refroidissement, la quantité de masse adsorbée reste maintenue à une valeur minimale. Lors de l'adsorption, la quantité de masse adsorbée augmente et va passer d'un minimum à une valeur maximale de 0.194kg/kg. Cette augmentation s'explique par l'adsorption des vapeurs du méthanol à la surface de la zéolithe. Ces mêmes tendances sont rapportées par TUBREOUMYA et al. [60] dans leur étude sur une machine frigorifique solaire à adsorption. Ainsi, au cours de leur cycle, la masse totale de vapeur adsorbée dans le lit d'adsorbant est de 0.201kg/kg. Elle diminue lors de la phase de désorption pour atteindre une valeur minimale de 0.118kg/kg puis augmente lors de l'adsorption. Notons tout de même qu'à la fin de la phase de désorption-condensation, la vapeur de méthanol ne peut être totalement désorbée et qu'à la fin de la phase adsorption-évaporation, la masse totale de vapeur adsorbée est inférieure à la masse totale de vapeur initialement désorbée. Il en résulte une diminution de la masse de méthanol utilisée pendant le cycle et par conséquent, une baisse de la puissance frigorifique par rapport au cycle précédent. Cela veut dire qu'au prochain cycle, les performances du climatiseur vont diminuer.

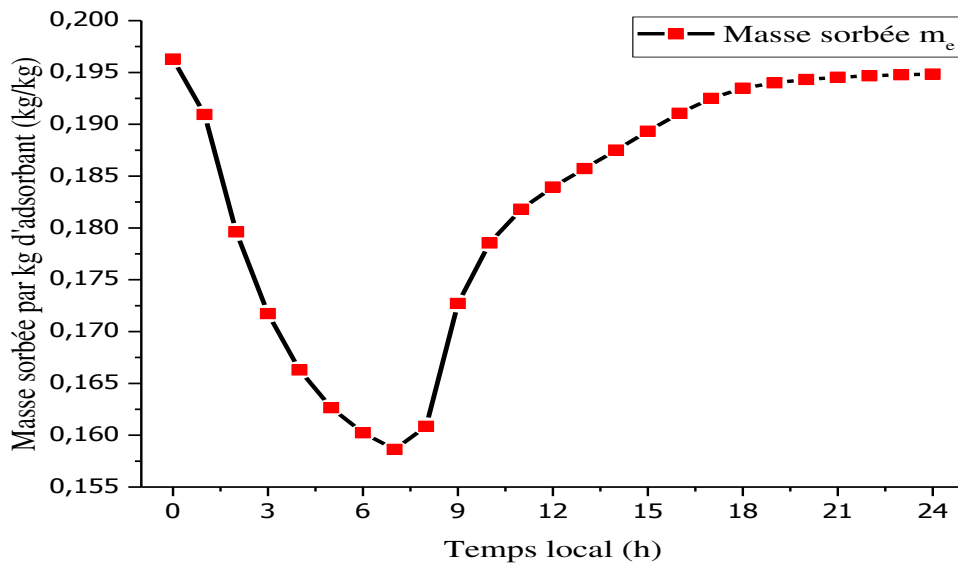


Figure 22 : Evolution temporelle de la masse sorbée.

IV.2.2.2. Influence des paramètres sur la température de la zéolithe

Dans cette partie, nous montrons l'influence de certains paramètres d'entrée sur la température du mélange zéolithe/méthanol. Globalement, la température de la zéolithe influence l'ensemble des autres paramètres du système. Nous présentons dans la figure 23 l'influence de la température du fluide géothermal à l'entrée du capteur adsorbant sur la température du mélange zéolithe-méthanol. En effet, la température du fluide géothermal est l'un des paramètres d'entrée du système le plus important. Elle influence significativement la température du mélange zéolithe-méthanol et plus précisément sa température de régénération. Pour une température d'entrée du fluide géothermale de 333K, le mélange atteint une température de régénération de 329.28K alors que pour une température du fluide géothermale de 373K il atteint 365.31K de température de régénération. Cela s'explique par le fait que l'augmentation de la température du fluide fait augmenter la température de la cloison par convection et l'augmentation de cette dernière implique une augmentation de la température de la zéolithe par conduction.

La figure 24 montre l'influence de la vitesse d'écoulement du fluide géothermal à l'intérieur du capteur sur la température du mélange zéolithe-méthanol. Pour cela, nous avons fait varier la vitesse d'écoulement du fluide à des vitesses allant de 0.01 à 0.09m/s. Les résultats montrent que plus la vitesse d'écoulement du fluide géothermal est importante plus la température de la zéolithe est moins élevée surtout au niveau de la phase chauffage-

condensation. En effet, pour une vitesse de 0.01m/s, la zéolithe atteint la température maximale de régénération de 359.08K alors que pour une vitesse de 0.09m/s, la zéolithe atteint seulement 353.72K. Ces tendances s'expliquent du fait que l'augmentation de la vitesse d'écoulement du fluide réduit le coefficient d'échange convectif entre le fluide et la cloison du capteur adsorbent.

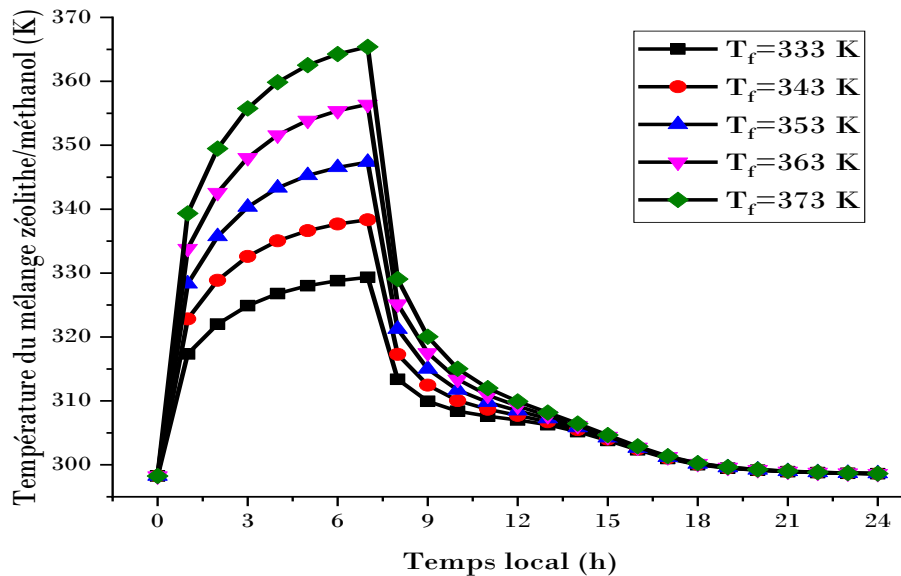


Figure 23 : Influence de la température d'entrée du fluide géothermal.

La réduction de ce coefficient d'échange implique une réduction du flux de chaleur entre le fluide géothermal et la cloison, ce qui implique une température moins importante au niveau de la zéolithe. L'influence de la vitesse d'écoulement du fluide géothermal est importante sur la phase chauffage-condensation car c'est durant cette phase que ce paramètre intervient le plus au moment du chauffage des parties métalliques du capteur par circulation du fluide géothermal chaud, ce qui n'est pas le cas lors de la phase refroidissement-adsorption. Lors du refroidissement-adsorption, le mélange est surtout refroidi par l'évaporation des vapeurs de méthanol dans l'évaporateur et dans une moindre mesure par les températures en baisse des parties métalliques en contact avec l'air ambiant du fait de la coupure du fluide géothermal qui ne circule plus à l'intérieur du capteur.

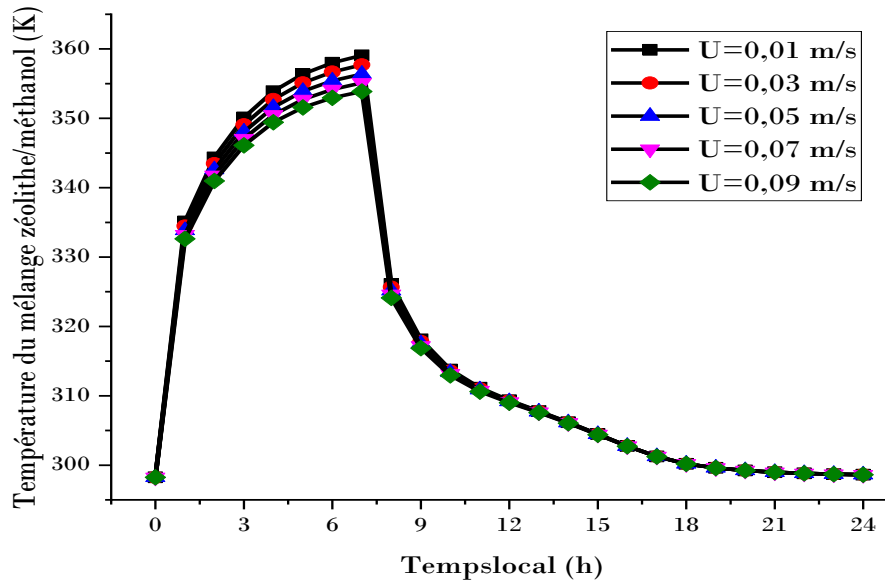


Figure 24 : Influence de la vitesse d'écoulement du fluide géothermal.

La figure 25 montre l'influence de la conductivité thermique de la zéolithe sur la température du mélange zéolithe-méthanol. Nous avons fait varier la conductivité thermique de la zéolithe de 0.4 à $2.8 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$. En effet, l'augmentation de la conductivité de la zéolithe implique une augmentation de la température du mélange.

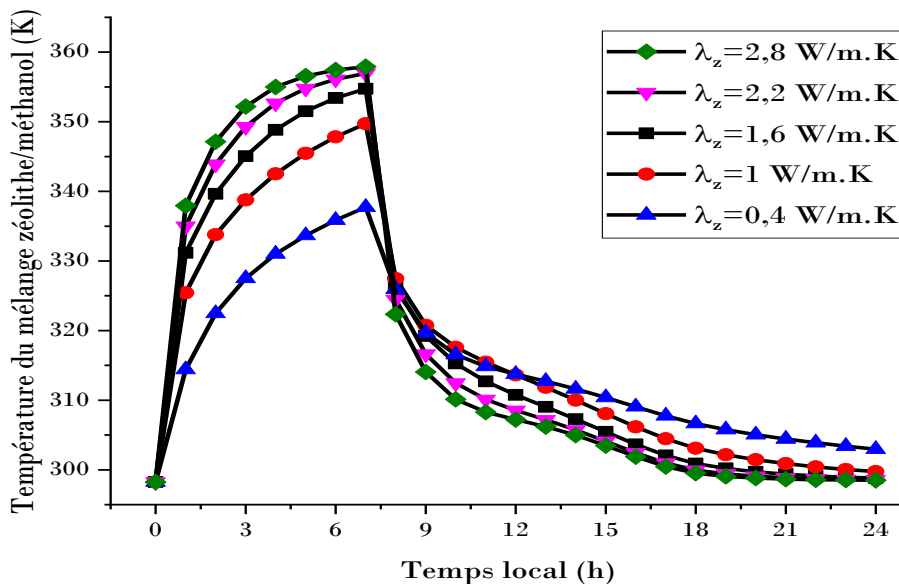


Figure 25 : Influence de la conductivité thermique de la zéolithe.

Pour une conductivité thermique de $2.8 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, le mélange atteint une température maximum de régénération égal à 357.9 K . Avec une conductivité thermique de $0.4 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$, il

atteint une température de régénération égale à 337.7K. Ces résultats s'expliquent par le fait que l'augmentation de la conductivité thermique de la zéolithe implique une augmentation des échanges entre la cloison et la zéolithe. Ce qui implique des températures importantes au niveau de la zéolithe.

IV.3. Étude numérique de l'habitat

Le tableau 8 regroupe le dimensionnement physique de l'habitat pour les simulations.

Tableau 8 : Principaux paramètres de simulation pour l'habitat.

Paramètre	Valeur (m)
Hauteur toiture	0.9
Epaisseur toiture	10^{-2}
Epaisseur plafond	$7 \cdot 10^{-3}$
Longueur habitat	4
Largeur habitat	3
Hauteur habitat	3
Epaisseur mur	$15 \cdot 10^{-2}$
Epaisseur plancher	10^{-1}

IV.3.1. Simulations numériques de l'habitat type classique

Nous avons choisi de présenter en premier lieu l'évolution de la température de l'air intérieur de l'habitat. Ainsi, la figure 26 présente les profils temporels de la température ambiante extérieure et celle de l'air intérieur de l'habitat. Les pics de température sont respectivement 305.74K pour l'ambiance à midi et 304.19K pour l'air intérieur de l'habitat à 14h. Ce qui donne un déphasage de 2h de temps entre les deux pics. Nous remarquons que la courbe de la température de l'air de l'habitat évolue au-dessous de celle de la température ambiante du matin jusqu'à 14h avec une différence atteignant $\Delta T=2,53K$ à 11h. Et à partir de 14h, la courbe de la température de l'air de l'habitat passe au-dessus de celle de la température ambiante avec une différence atteignant $\Delta T=3,55K$ à 17h. Cette différence s'explique en grande partie par l'inertie thermique des matériaux qui ont tendance à accumuler la chaleur avant de la restituer au fil du temps, phénomène possible grâce aux différences des températures entre les parties internes et externes des matériaux.

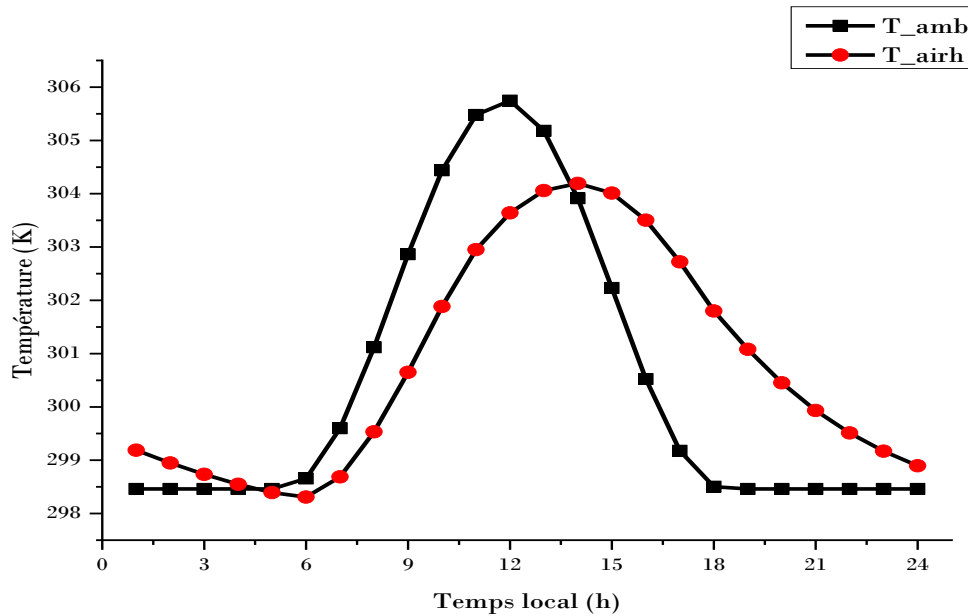


Figure 26 : Profil temporel de la température de l'air intérieur de l'habitat.

Par la suite, nous présentons une par une, les différentes températures des différentes parties de la toiture, du faux plafond et de l'habitat.

IV.3.1.1. Evolution temporelle des températures de la toiture

Nous présentons sur la figure 27 l'évolution temporelle de la température de l'air du comble confiné entre toiture avec la température intérieure de l'enceinte habitable et la température ambiante à l'extérieur. L'air comble de la toiture est bien plus chaud que celle de l'enceinte habitable. Il atteint un pic de température à 12h d'une valeur de 311.79K. Le déphasage entre les pics des deux températures est de 2h, toutefois la différence de température entre les deux atteint 8.16K à midi. Cette différence peut s'expliquer principalement par deux phénomènes : l'apport important du flux solaire sur la toiture mais aussi par la nature des tôles présentant plus des pertes thermiques que les murs de l'enceinte habitable.

La figure 28 montre le profil temporel de la température sur la toiture inclinée côté Nord. L'extérieur de la toiture Nord atteint un pic de température de 318,32K à midi contre 317.69K à la même heure du côté intérieur. Ces températures élevées de la toiture s'expliquent par l'exposition de la toiture aux rayons solaires. En effet, la toiture présente l'une des composantes de l'habitat la plus exposée au flux solaire et qui engendre le plus de pertes thermiques de par la nature des tôles. On observe une différence $\Delta T=0.63K$ à midi entre l'extérieur et l'intérieur

de la toiture Nord. Cette petite différence s'explique par les propriétés thermiques des tôles notamment leur faible inertie thermique mais aussi par la petite épaisseur de la toiture.

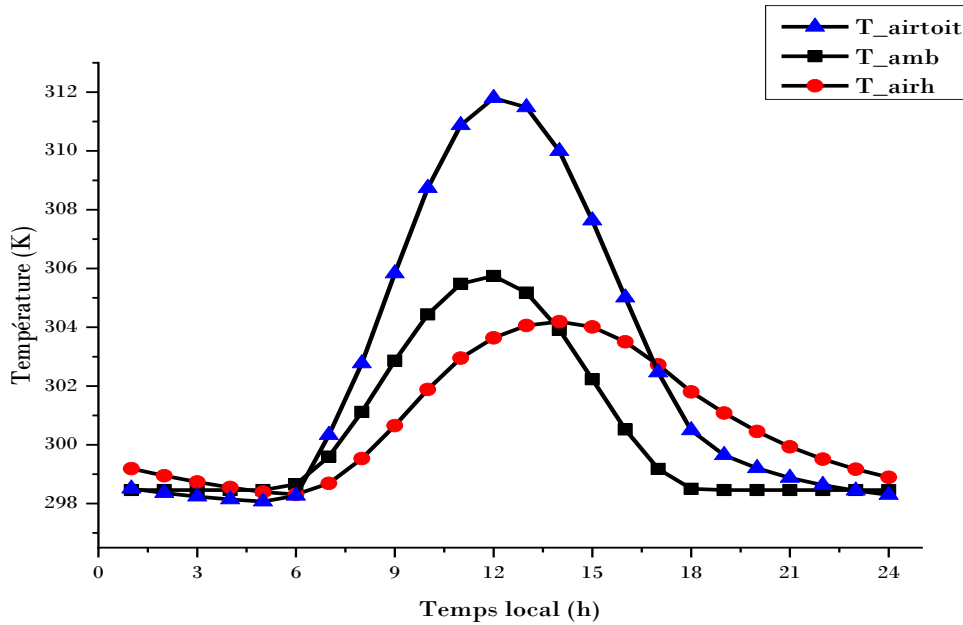


Figure 27 : Profil temporel de la température de l'air comble de la toiture.

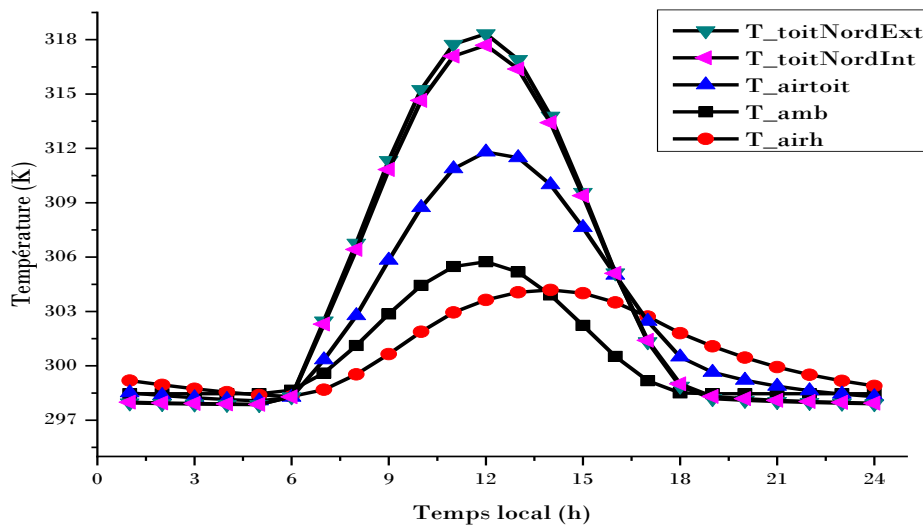


Figure 28 : Profil temporel de la température de la toiture inclinée Nord.

Globalement jusqu'à 16h, la température de la toiture Nord évolue au-dessus de celle de l'air du comble avec une différence $\Delta T = 6.22\text{K}$ à 11h. Il faut attendre à partir de 16h pour voir la température de l'air comble évoluer au-dessus de celle de la toiture Nord. Cela s'explique

normalement du fait que le Soleil se couchant à l'Ouest, l'air de la toiture peut encore se faire chauffer depuis la paroi Ouest de la toiture qui reçoit encore plus de flux solaire. On observe un déphasage horaire égal à 1h entre les pics de la température intérieure de la toiture Nord et celle de l'air comble.

La figure 29 présente l'évolution en fonction du temps de la température de la toiture inclinée côté Sud. Elle atteint un pic de 313.09K à midi sur sa partie extérieure et 312.88K sur sa partie intérieure à la même heure. Les températures Sud de la toiture sont moins importantes que celles du Nord car le flux sur la partie Nord est important par rapport à celui sur la partie Sud. Tout comme sur la toiture côté Nord, la différence de températures entre l'intérieur et l'extérieur de la toiture Sud est très petite. Les températures de la toiture Sud évoluent au-dessus de celle de l'air comble de la toiture en plein milieu de la période diurne entre 10h et 15h, ce qui n'est pas le cas en début et à la fin de période diurne et aussi en période nocturne.

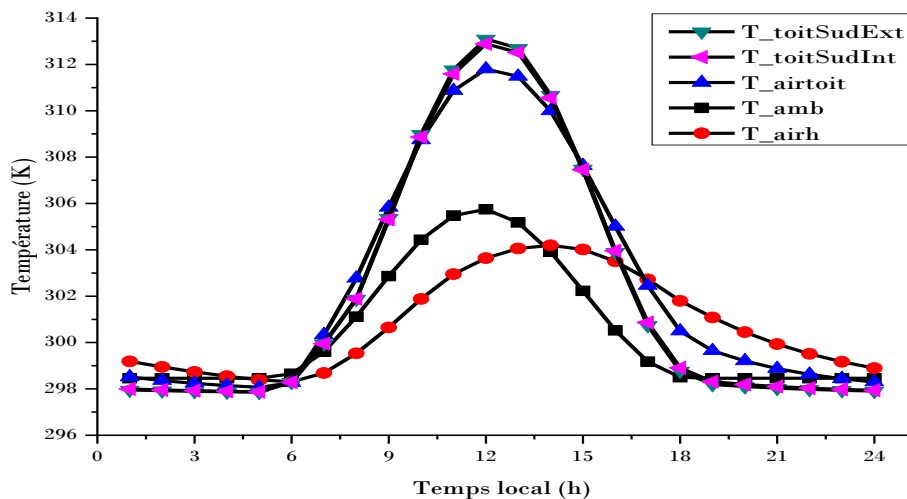


Figure 29 : Profil temporel de la température de la toiture inclinée Sud.

La figure 30 montre l'évolution de la température du côté Est de la toiture. Ce côté est un prolongement du mur Est de l'habitat. A son extérieur, la température monte rapidement à partir de 06h du matin qui coïncide avec le lever du Soleil et atteint un pic de 310.01K à 10h avant de commencer à diminuer avec le passage du Soleil du côté Ouest. A l'intérieur, elle augmente aussi pour atteindre son pic à 13h d'une valeur de 309.59K d'où un déphasage de 3h entre l'intérieur et l'extérieur. Avant midi, la courbe de la température extérieure Est évolue au-dessus de celle de l'intérieur alors que pendant l'après-midi, la température de l'intérieur évolue au-dessus de celle de l'extérieur. En effet, le matin le Soleil est à l'Est et les parois extérieures

reçoivent le flux solaire qui fait considérablement chauffer les parties extérieures du mur. Nous observons, entre l'intérieur et l'extérieur du mur, une différence $\Delta T=4.54K$ à 9h.

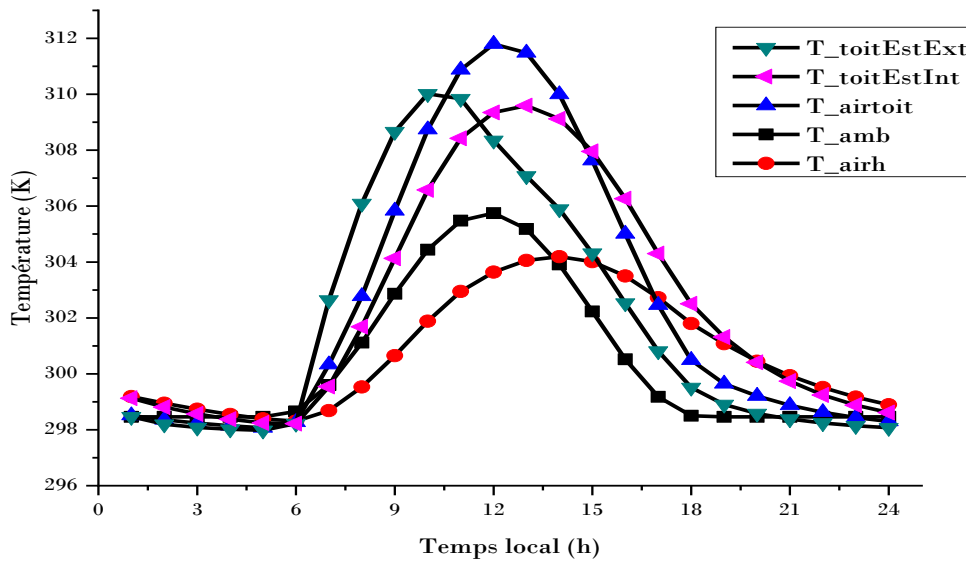


Figure 30 : Profil temporel de la température de la paroi Est de la toiture.

La figure 31 donne l'évolution de la température du côté Ouest de la toiture. Ce côté est un prolongement du mur Ouest de l'habitat. Au début de la matinée, la température monte au rythme de la température de l'air du comble chauffé depuis l'Est. Avec le passage du Soleil à l'Ouest en début d'après-midi, nous observons une augmentation significative de la température extérieure qui atteint un pic de 308.8K à 14h. A l'intérieur, elle suit le rythme imposé par l'air du comble par convection et l'extérieur par conduction pour atteindre son pic à 14h aussi d'une valeur de 309.33K. Nous observons une différence $\Delta T=2.71K$ à 18h entre la température intérieure et extérieure du côté Ouest. Globalement, du matin jusqu'à 14h, les températures du côté Ouest de la toiture évoluent au-dessous de la température de l'air du comble de la toiture, mais à partir de 14h, les températures évoluent à leur tour au-dessus de celle de l'air du comble de la toiture. Ces tendances s'expliquent seulement par le fait que le Soleil se trouve sur le côté Ouest à partir de midi contrairement au matin.

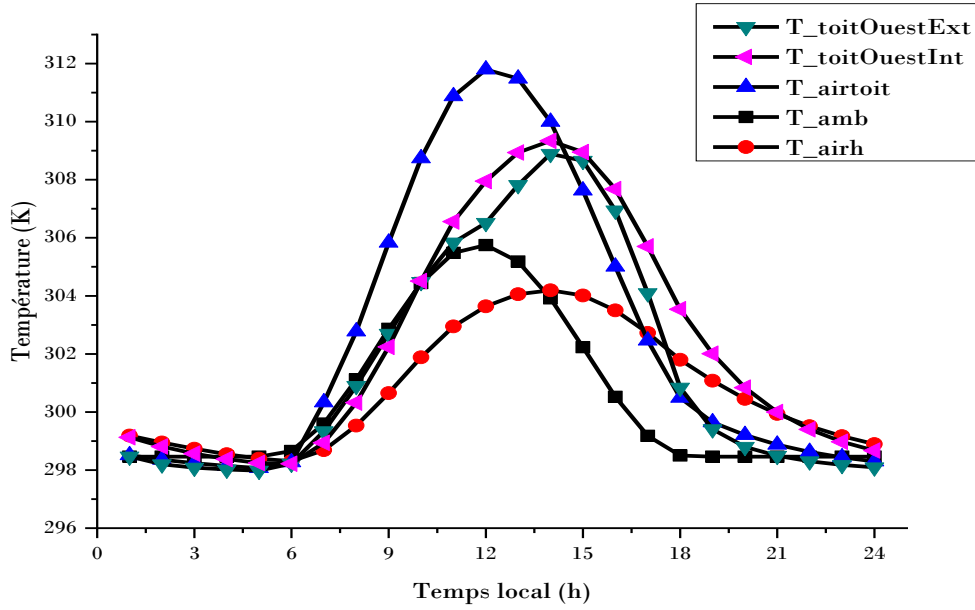


Figure 31 : Profil temporel de la température de la paroi Ouest de la toiture.

IV.3.1.2. Evolution de la température du faux plafond

La figure 32 montre l'évolution temporelle des températures du faux plafond.

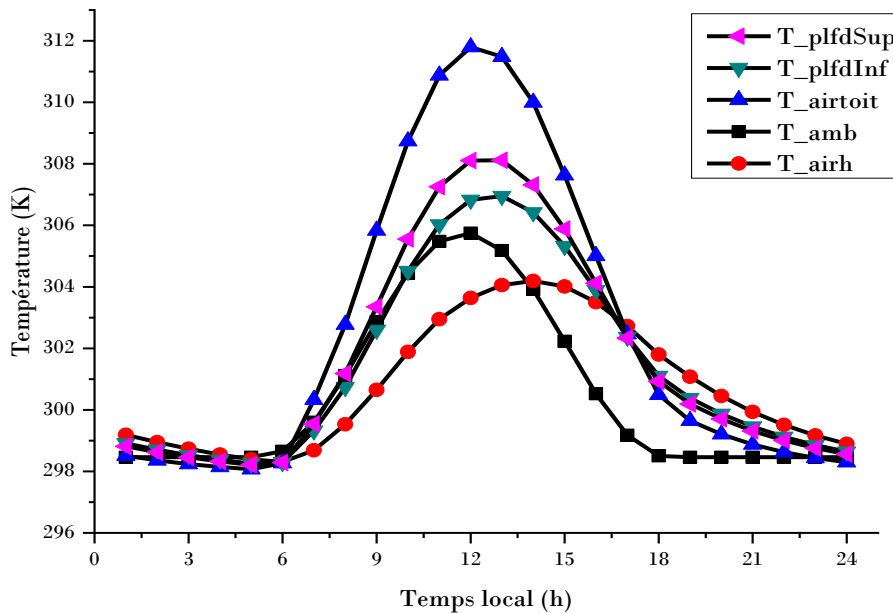


Figure 32 : Profil temporel de la température du faux plafond.

D'une manière générale, les températures du faux-plafond évoluent au-dessous de celle de l'air du comble de la toiture mais au-dessus de celle de l'air intérieur de l'enceinte habitable.

Elles atteignent un pic à 13h de valeur de 308.11K et 306.95K respectivement du côté face supérieure et face inférieure du plafond pour une différence $\Delta T=1.16K$ entre les deux. Par ailleurs à 12h, nous avons d'un côté une différence de température $\Delta T=3.69K$ entre l'air du comble et la face supérieure et de l'autre côté et une différence $\Delta T=3.19K$ entre la face inférieure et l'air intérieur de l'enceinte habitable.

IV.3.1.3. Evolutions temporelles des températures de l'enceinte habitable

La figure 33 présente les évolutions de la température du mur Est de l'habitat. Sur sa face extérieure, la température monte rapidement à partir de 06h du matin qui coïncide avec le lever du Soleil et atteint un pic de 309.31K à 10h avant de commencer à diminuer avec le passage du Soleil du côté Ouest. Pendant ce temps à sa face intérieure, la température augmente aussi pour atteindre son pic à 13h avec la valeur de 305.03K. Ce déphasage horaire de 3h s'explique surtout par la grande capacité d'inertie thermique du mur. Nous observons une différence $\Delta T=6.03K$ à 09h. Cette différence correspond au moment où le flux à l'Est est à son maximum. Globalement, les températures Est de l'habitat évoluent au-dessus de celle de l'air intérieur de l'habitat.

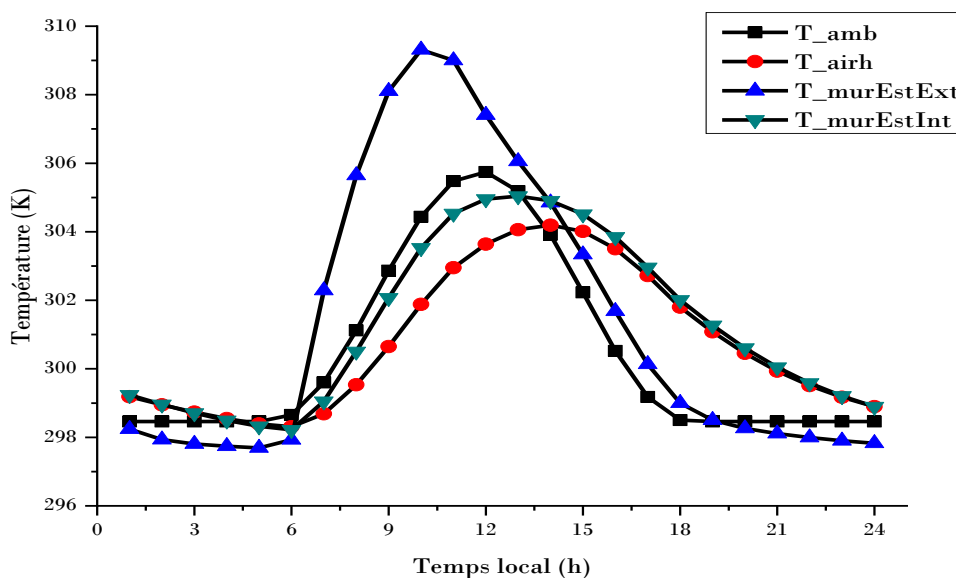


Figure 33 : Profils temporels de la température du mur Est de l'habitat.

La figure 34 présente les évolutions en fonction du temps de la température du mur Sud. Durant la période diurne, la température sur le Sud extérieur de l'habitat évolue d'une manière

très proche avec la température ambiante. Ce rapprochement s'explique notamment par le fait que le côté Sud ne reçoit que très peu d'ensoleillement et est alors soumis au rythme de la température ambiante en grande partie. Concernant le côté intérieur du mur, la température évolue en dessous de celle de l'air intérieur pendant la journée avant de se rapprocher à partir de 14h. Les températures atteignent un pic de 305.51K à midi sur sa partie extérieure et 304.19K sur sa partie intérieure à 14h, ce qui nous donne un déphasage de 2h.

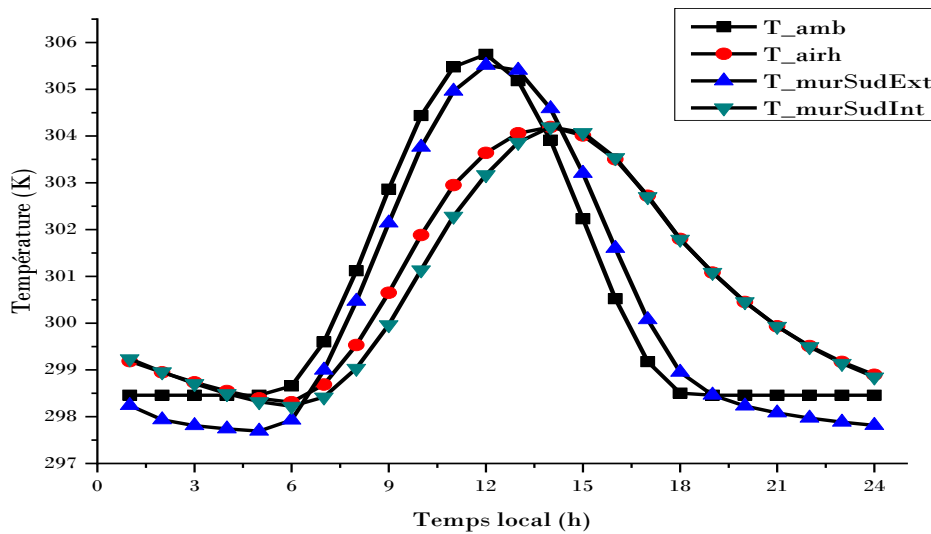


Figure 34 : Profils temporels de la température du mur Sud de l'habitat.

La figure 35 présente les évolutions de la température du mur Ouest de l'habitat. Au début de la matinée, la température extérieure du mur monte avec la température ambiante. Avec le passage du Soleil à l'Ouest en début d'après-midi, elle augmente significativement et atteint un pic de 307.80K à 14h, le moment de la journée où le Soleil s'est positionné plein Ouest. Sur la face intérieure du mur, elle suit le rythme imposé par l'air intérieur par convection et l'extérieur par conduction pour atteindre son pic à 15h de valeur de 305.47K. Les tendances observées ici montrent en réalité que l'air intérieur est chauffé depuis l'Ouest à partir de midi. Nous avons un déphasage horaire de 1h entre les pics de températures des partie intérieure et extérieure du mur.

La figure 36 montre les profils temporels de la température du mur Nord de l'habitat. Sa face extérieure atteint un pic de température de 306,85K à midi contre 304.78K à 14h du côté intérieur pour un déphasage horaire de 2h. Ces températures élevées au Nord par rapport au Sud s'expliquent par l'apport important du flux côté Nord. Contrairement au côté Sud, les

températures au Nord de l'habitat évoluent en grande partie pendant la période diurne au-dessus de celle de l'air intérieur de l'enceinte habitable. D'ailleurs, du matin jusqu'à 15h, la température extérieure du mur évolue au-dessus de celle de l'intérieur de l'habitat alors qu'à partir de midi, c'est la température de la face intérieure du mur qui évolue légèrement au-dessus de celle de l'intérieur de l'habitat.

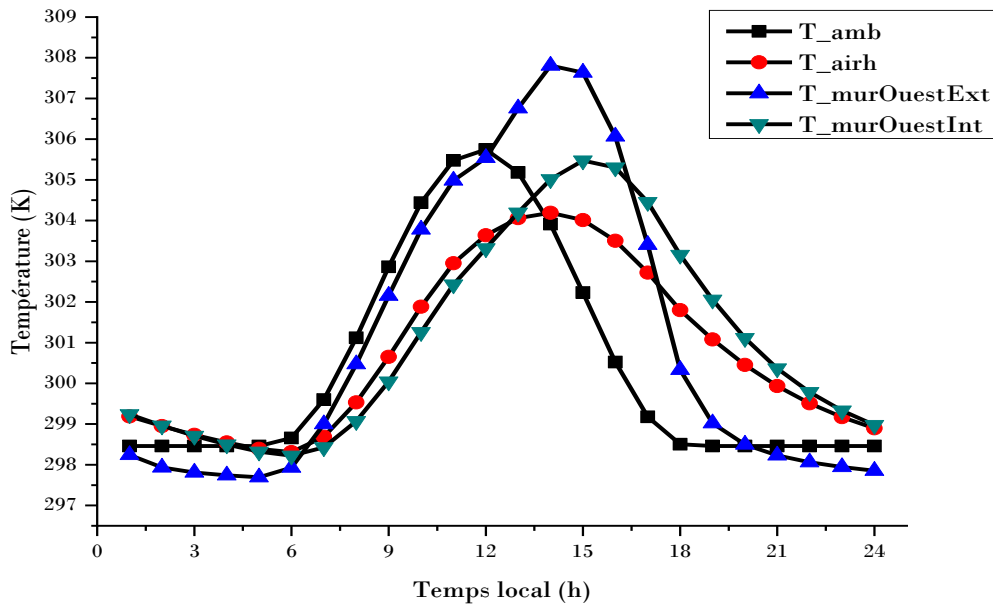


Figure 35 : Profils temporels de la température du mur Ouest de l'habitat.

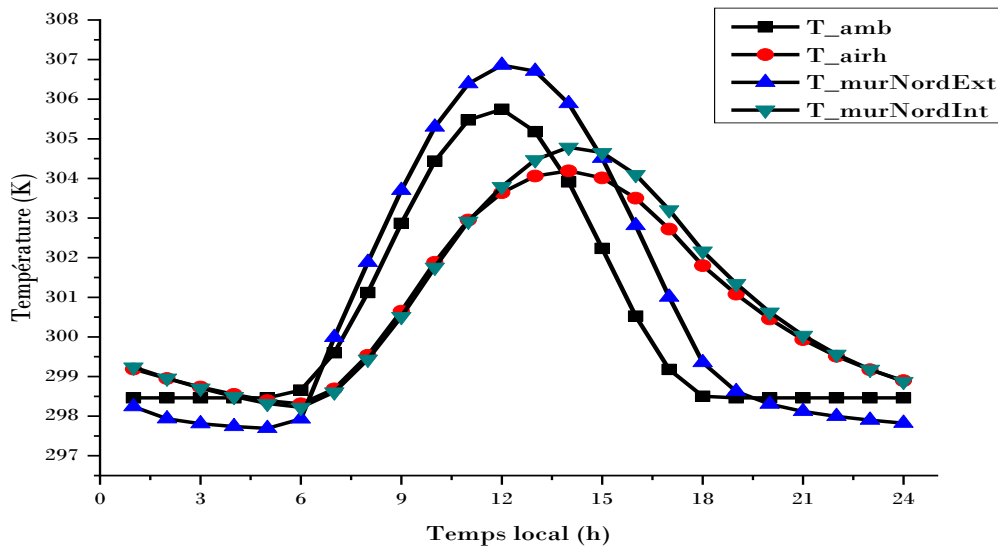


Figure 36 : Profils temporels de la température du mur Nord de l'habitat.

La figure 37 montre les évolutions temporelles de la température du plancher. Normalement, le plancher est la partie de l'habitat où les températures sont les plus basses. Le plancher atteint un pic de température à 16h d'une valeur de 300.41K. Ce qui nous donne alors un déphasage horaire de 2h entre les pics de la température du plancher et celle de l'intérieur de l'habitat. Ces températures basses sur le plancher s'expliquent notamment par le contact avec le sol qui est à une faible température.

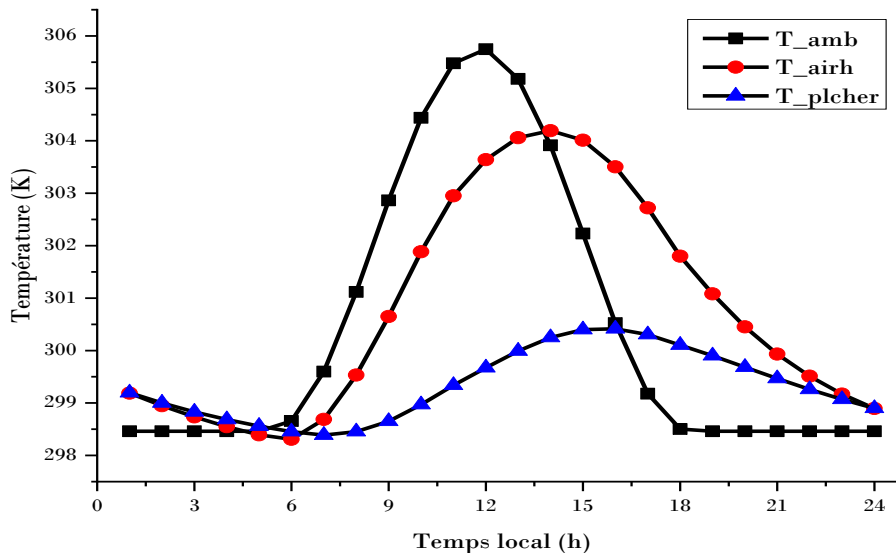


Figure 37 : Profils temporels de la température du plancher.

IV.3.2. Étude numérique de l'habitat type couplé au climatiseur

Nous faisons dans cette partie l'étude numérique de l'habitat couplé à l'unité de climatisation. Pour rappel, le couplage de l'habitat avec l'unité de climatisation concerne un transfert de convection naturelle entre l'air intérieur de l'habitat et la paroi de l'évaporateur à l'intérieur de l'habitat.

IV.3.2.1. Evolution temporelle des températures internes de l'habitat climatisé

La figure 38 présente les profils temporels des températures de l'air intérieur de l'habitat avec et sans climatiseur. De 01h à 08h, les courbes des deux températures se confondent ; cela coïncide avec les 3 phases du climatiseur hormis l'évaporation pendant laquelle la température de l'évaporateur est égale à la température ambiante. A partir de 8h et avec l'évaporation des quantités de vapeur de méthanol dans l'évaporateur, la température des parois de l'évaporateur commence à baisser. A ce moment, la climatisation de l'habitat peut réellement commencer et

les deux courbes se séparent. La température de l'habitat avec climatiseur connaît une petite chute avant de commencer à monter d'une manière très légère en pleine période diurne. Elle atteint un pic de 301.8K à 14h contre un pic de 304.19K à 14h sans le climatiseur. Ce qui fait une différence de température de $\Delta T=2.39K$ à 14h. Cette baisse de température s'explique alors par l'échange thermique entre l'air intérieur de l'habitat et les parois de l'évaporateur qui sont à basse température. Entre l'air refroidi à l'intérieur de l'habitat et l'air ambiant à l'extérieur, nous observons une différence de 3.94K entre les deux pics. Cela montre que l'évaporateur produit un effet de refroidissement à l'intérieur de l'habitat. La baisse de la température de l'air de l'habitat peut continuer significativement en fin de journée lorsque le flux solaire et la température ambiante extérieure baissent. Ce qui nécessite de couper l'évaporateur à un certain moment pour garder un certain confort thermique à l'intérieur de l'habitat et recommencer un nouveau cycle du climatiseur.

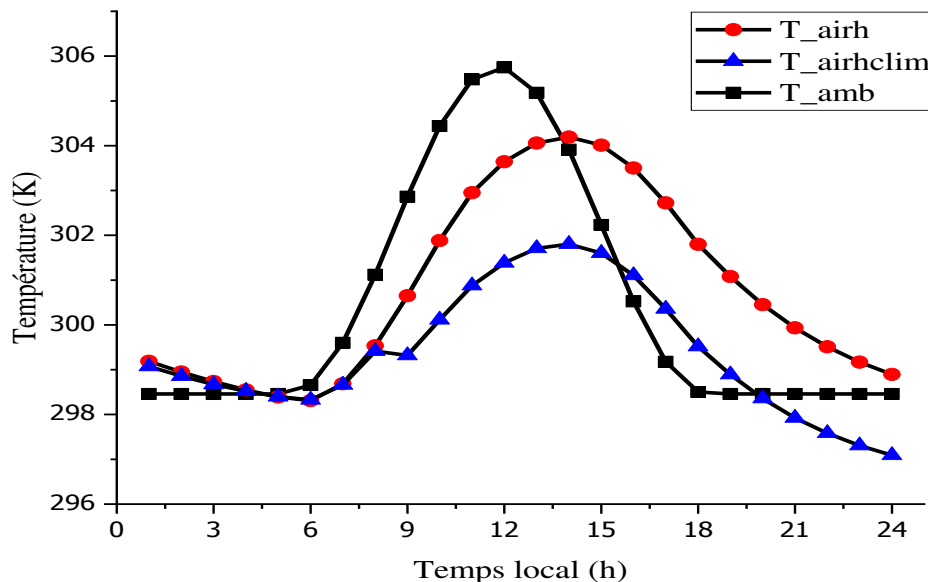


Figure 38 : Profils des températures de l'air intérieur de l'habitat avec et sans climatiseur.

La figure 39 montre les températures des murs verticaux intérieurs de l'habitat avec et sans climatiseur. Avec le climatiseur, nous observons une baisse de la température du mur Est intérieur de l'habitat. Elle atteint un pic de 304.64K à 13h avec climatiseur contre 305.03K à la même heure sans climatiseur. Tout comme au niveau du mur Est intérieur, nous observons une baisse de la température du mur Sud intérieur de l'habitat avec le climatiseur. Elle atteint un pic de 303.83K à 14h avec climatiseur contre 304.19K sans climatiseur. Concernant le mur Ouest intérieur de l'habitat, nous observons une baisse de sa température avec le climatiseur. Elle atteint un pic de 305.01K avec climatiseur à 15h contre 305.47K sans climatiseur. Côté Nord

de l'habitat, la température du mur intérieur de l'habitat baisse avec le climatiseur. Elle atteint un pic de 304.39 K à 14h avec climatiseur contre 304.78 K sans climatiseur. Cette baisse des températures internes de l'habitat peut s'expliquer par la baisse de la température de l'air de l'habitat sous l'effet du climatiseur. Cette dernière fait baisser les températures des murs verticaux de l'habitat par convection.

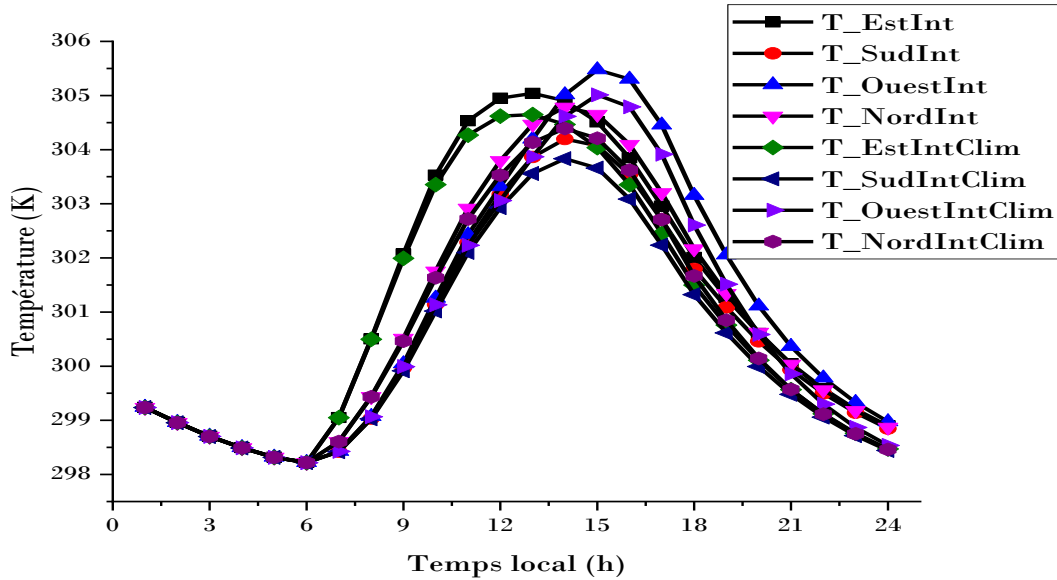


Figure 39 : Profils des températures des murs verticaux de l'habitat.

La figure 40 montre les évolutions temporelles des températures du plafond inférieur et du plancher avec et sans climatiseur.

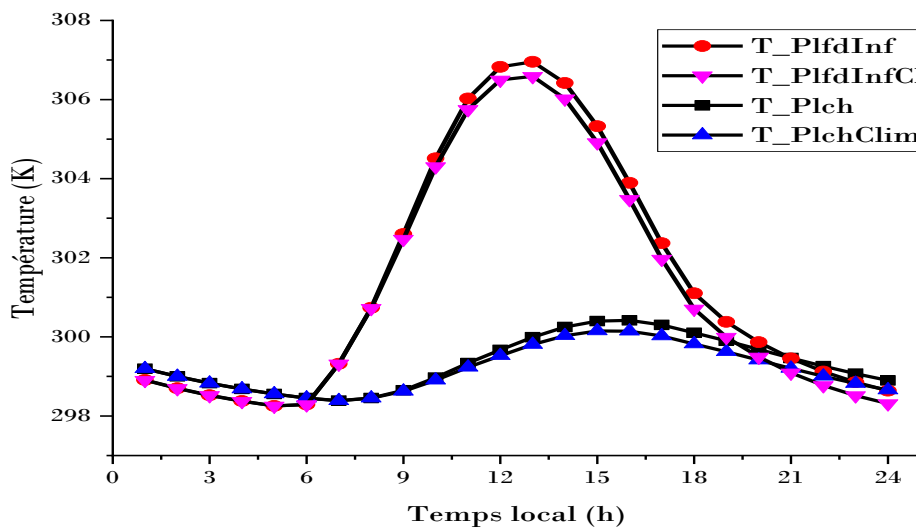


Figure 40 : Profils des températures des faces intérieures horizontales avec et sans climatiseur.

La courbe de la température du plafond inférieur avec climatiseur évolue un peu en dessous de celle du plafond inférieur sans climatiseur. En climatisant l'enceinte habitable de l'habitat, la température du plafond inférieur atteint un pic de 306.58K à 13h contre 306.95K à la même heure sans climatiseur. Bien que la baisse de température au niveau du plafond inférieur ne soit pas importante, elle peut s'expliquer par le contact de l'air climatisé avec le plafond inférieur qui lui échange de la chaleur par convection. Cette petite différence de température s'explique notamment du fait que le plafond est soumis aux fortes températures de la toiture. Tout comme au niveau de la face inférieure du plafond, nous observons également une baisse de la température du plancher avec le climatiseur. Elle atteint un pic de 300.41K à 16h sans climatiseur contre 300.14K à 15h avec climatiseur. Cette baisse de température peut s'expliquer par la baisse de la température de l'air de l'habitat sous l'effet du climatiseur. Ce dernier fait baisser par convection la température du plancher.

IV.3.2.2. Influence des paramètres physiques sur l'air intérieur de l'habitat

Nous présentons dans la figure 41 l'effet du coefficient d'absorption du mur sur l'air intérieur de l'habitat. Nous constatons que plus le coefficient d'absorption du mur est grand plus la température de l'air intérieur augmente, que ce soit avec ou sans climatiseur. Sans climatiseur et pour un coefficient d'absorption des murs de 0.9, nous avons un pic de température de 306.74K à 14h ; en revanche pour un coefficient de 0.1, nous avons un pic de 302.84K à 14h aussi. En effet, l'augmentation du coefficient d'absorption du mur implique une quantité importante de flux dans le mur qui fait élever sa température et celle de l'air intérieur en conséquence. Ces mêmes tendances sont observées dans le cas de l'habitat avec climatiseur mais avec des valeurs de température moins élevées. Ainsi, pour un coefficient d'absorption des murs égal à 0.9, nous avons en période diurne un pic de 304.17K à 14h contre 300.52K à la même heure pour un coefficient d'absorption de 0.1.

Dans la figure 42, nous rapportons l'effet de l'épaisseur des murs sur la température de l'air intérieur de notre habitat. Il en ressort que lorsqu'on diminue l'épaisseur des murs internes, l'air intérieur de l'habitat augmente plus durant la période diurne mais diminue plus en période nocturne. Cela montre que la diminution de l'épaisseur des murs augmente l'influence des conditions extérieures sur la température de l'air intérieur de l'enceinte habitable. Pour une épaisseur de 10cm et sans climatiseur, nous avons un pic de température de 305.24K à 13h alors que pour une épaisseur de 30cm nous avons un pic de température de 301.82K à 14h, ce qui

donne une différence de température de 3.39K pour un déphasage de 1h. Il faut noter que l'augmentation de l'épaisseur des murs implique moins de variation de la température intérieure de l'habitat et ainsi moins de pertes thermiques aussi bien sans ou avec climatiseur. D'ailleurs avec la climatisation, nous observons les mêmes tendances avec un pic de température égal à 302.83 K à midi pour 10 cm d'épaisseur de mur contre un pic de 299.56 K à 14 h pour une épaisseur égale à 30 cm.

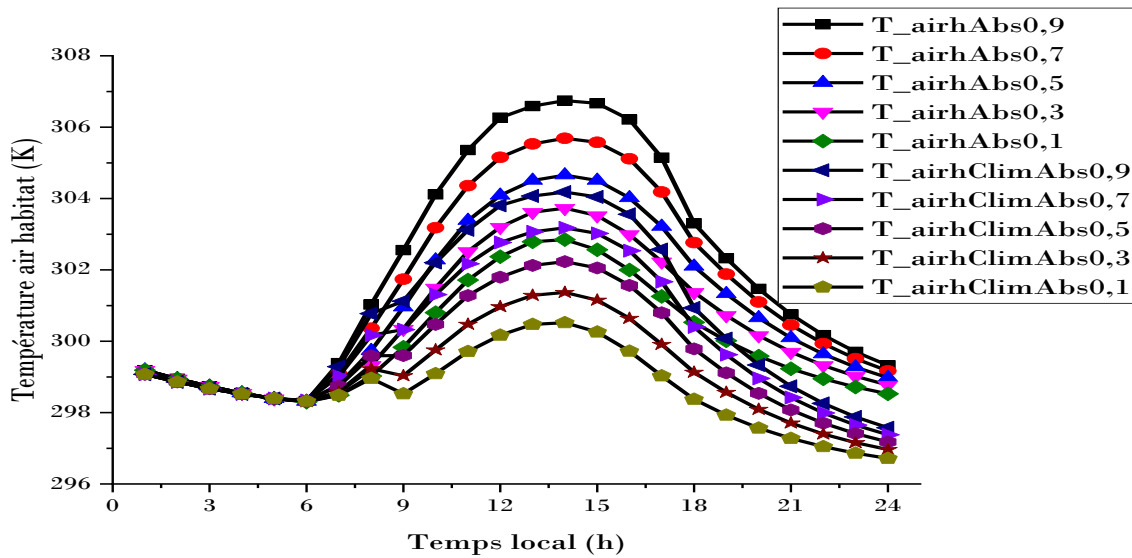


Figure 41 : Effet du coefficient d'absorption du mur sur l'air intérieur de l'habitat.

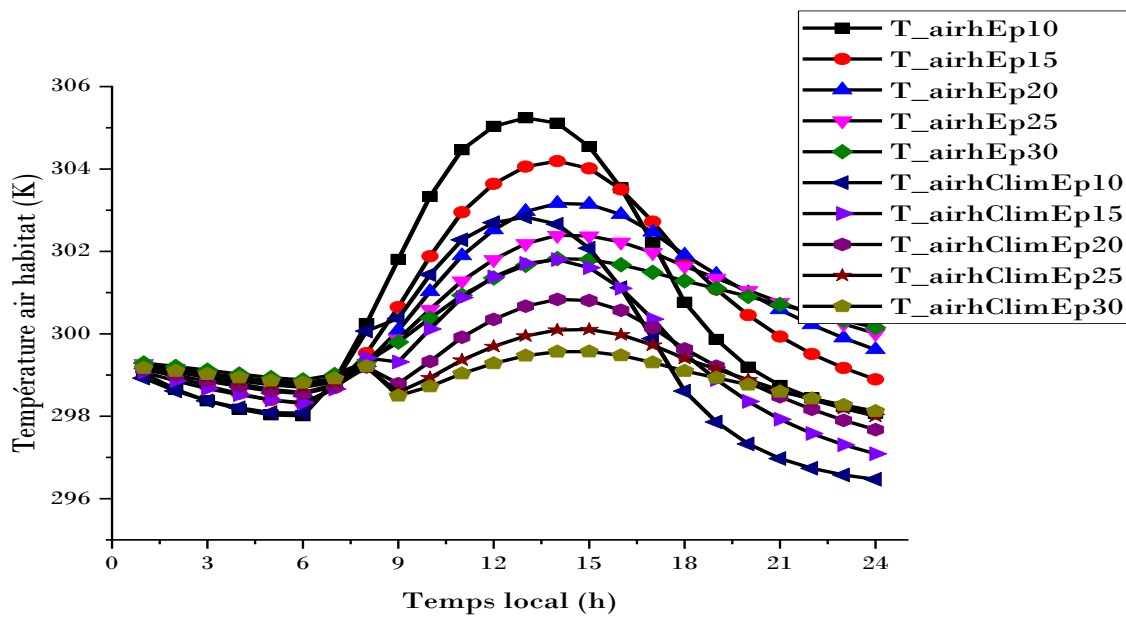


Figure 42 : Effet de l'épaisseur des murs sur l'air intérieur de l'habitat.

La figure 43 montre l'influence du taux de renouvellement de l'air intérieur de l'habitat. Dans ce cas, nous avons fait varier le taux de renouvellement de l'air de l'habitat avec le milieu ambiant extérieur de 0.1 à 7volumes/heure. Les résultats montrent que l'augmentation du taux de renouvellement d'air conduit à une augmentation de la température interne de l'habitat. Pour un taux de renouvellement de 7 volumes/heure et sans climatisation, l'air intérieur de l'habitat atteint un pic de température égal à 304.73K à midi contre 304.19K à 14h et si le taux de renouvellement est égal à 0.1, le déphasage de temps est de 2h. En effet, la température extérieure ambiante étant plus importante que celle de l'intérieur de l'habitat, l'échange par renouvellement d'air fait monter alors la température de l'intérieur de l'habitat. Ce constat est aussi vrai pour l'habitat avec climatiseur, la température intérieure de l'air monte et atteint 303.31K lorsque le taux de renouvellement d'air est de 7 volumes/heure à midi contre 301.74K à 14h pour un taux de renouvellement d'air égal à 0.1 vol/heure.

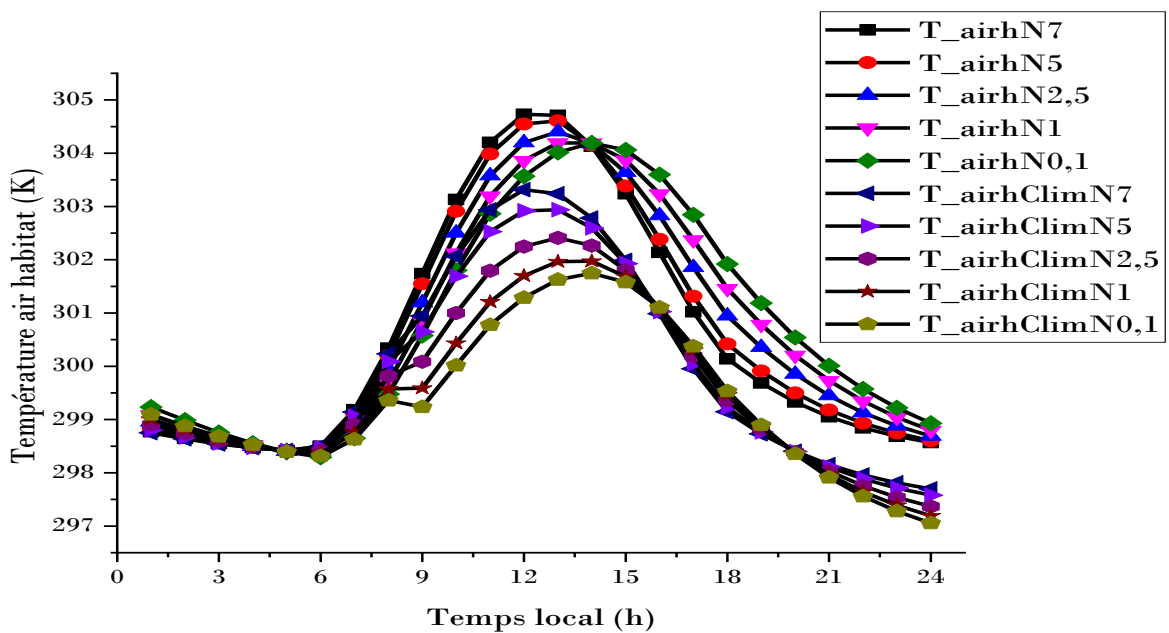


Figure 43 : Influence du taux de renouvellement d'air sur l'air intérieur de l'habitat.

La figure 44 montre l'influence du type de matériau des murs sur les températures de l'air intérieur de l'enceinte habitable avec et sans climatiseur. Pour cela, nous avons fait varier le type de matériau utilisé pour les parois de l'enceinte habitable en utilisant des matériaux disponibles sur le marché local. Il s'agit de la brique de terre, du bois lourd et de la pierre dure en plus de la brique en ciment déjà utilisée. En observant la figure, nous remarquons que les températures de l'air de l'habitat utilisant la brique en ciment sont plus élevées qu'avec les

autres matériaux avec des valeurs maximales égales à 304.19K sans climatiseur et 301.8K avec climatiseur à 14h. Ce même matériau donne les grandes variations de températures de l'air de l'enceinte habitable avec et sans climatiseur en raison de sa faible capacité thermique. Par ailleurs, le bois lourd donne les températures les moins élevées avec et sans climatiseur pour des valeurs maximales respectives égales à 302.15K et 299.58K à 14h. En effet, la forte capacité thermique du bois lourd associée à sa faible conductivité thermique explique ces résultats.

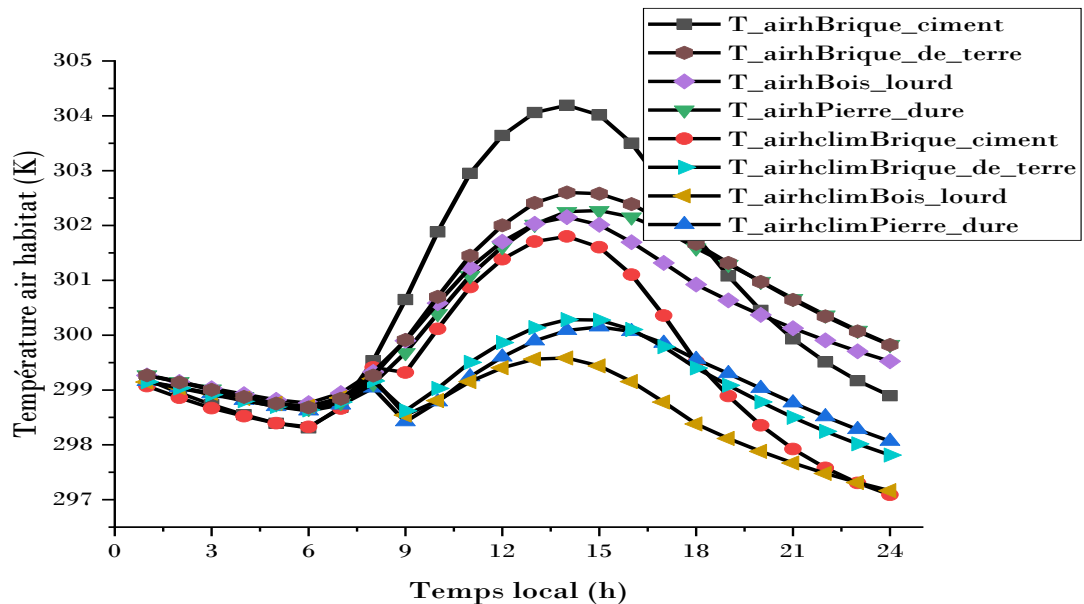


Figure 44 : Influence du type de matériau sur l'air intérieur de l'habitat.

IV.3.2.3. Influence des paramètres météorologiques sur l'air intérieur de l'habitat

La figure 45 montre l'influence du flux solaire sur la température de l'air intérieur de l'habitat. Pour cela, nous avons fait varier la valeur de l'intensité du flux maximal global de 400 à 1600W/m². Les résultats nous montrent que le flux a un impact sur la température intérieure de l'enceinte habitable avec ou sans climatisation. En effet, une augmentation du flux entraîne celle de la température intérieure de l'enceinte habitable. Pour la valeur maximale de l'intensité de flux au niveau de l'habitat sans climatisation, nous avons une courbe qui évolue bien au-dessus de celles des autres. Elle atteint un pic de 305.92 K à 14 h sans climatisation contre un pic de 303.33 K à la même heure pour un habitat climatisé pour un flux maximal d'intensité égal à 1600W/m². En effet, l'augmentation du flux solaire augmente les températures extérieures des murs mais aussi celle de la toiture ; la chaleur traverse les murs par conduction et fait chauffer l'intérieur de l'habitat par convection. Les mêmes tendances sont

observées pour l'habitat avec climatiseur. Pour un flux maximal de 400 W/m^2 d'intensité, la température de l'air intérieur atteint un pic de 302.55 K à 14 h sans climatisation contre 300.33 K à la même heure pour un habitat climatisé.

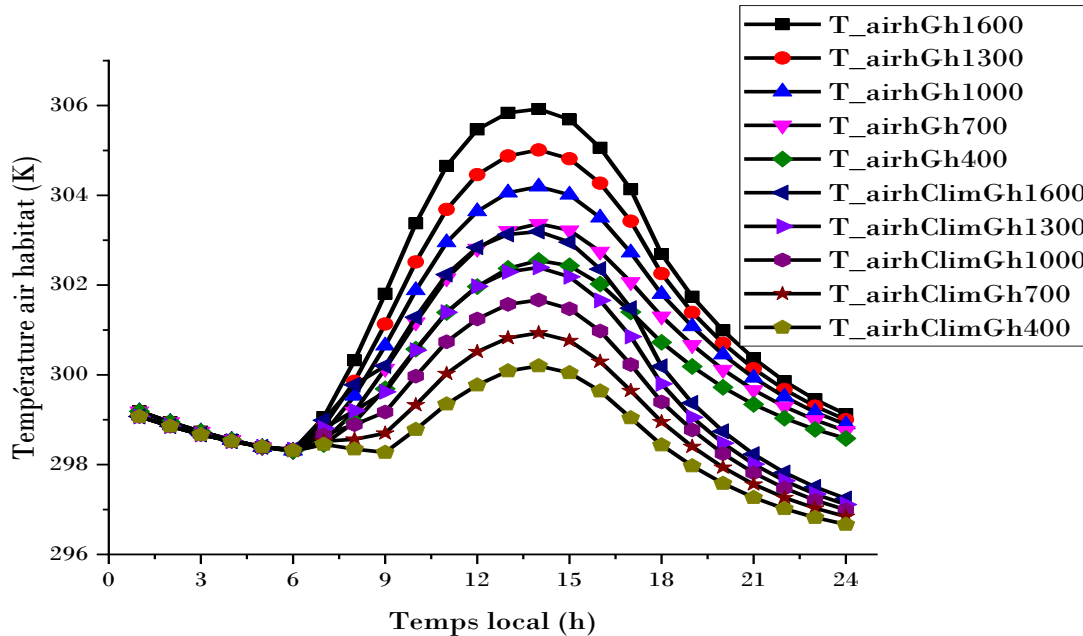


Figure 45 : Influence du flux maximal global sur l'air intérieur de l'habitat.

La figure 46 montre l'influence de la température ambiante maximale sur la température de l'air intérieur de l'habitat. Pour cela, nous avons fait varier la température maximale de 300 à 312 K . Les résultats nous montrent que la température maximale ambiante a un impact considérable sur la température intérieure de l'enceinte habitable. En effet, une augmentation de la température maximale de l'ambiance entraîne forcément une augmentation de la température intérieure de l'enceinte habitable. Ce qui est d'autant vrai pour l'habitat sans climatiseur que pour l'habitat avec climatiseur. Pour une valeur égale à 312 K de température maximale dans l'habitat sans climatiseur, nous avons une courbe de température intérieure qui évolue bien au-dessus de celles des autres. Elle atteint un pic de 307.53 K à 14 h contre un pic de 301.16 K à la même heure quand la température maximale a une valeur de 300 K . Il est intéressant de noter que la différence entre la température maximale ambiante à l'extérieur et l'air intérieur de l'enceinte habitable augmente avec l'augmentation de la température maximale. Il en ressort que pour une température ambiante maximale élevée, l'impact de la température ambiante est important que celui du flux et contrairement, lorsque la température ambiante maximale est basse l'influence du flux est beaucoup plus importante ; une tendance

qui se confirme à travers les allures des courbes. Les mêmes tendances sont observées pour l'habitat avec climatiseur. Pour une température ambiante maximale de 312K, l'air intérieur de l'habitat atteint un pic de température égal à 304.36K à 14h contre un pic de 299.31°C à la même heure pour une température ambiante maximale de 300K.

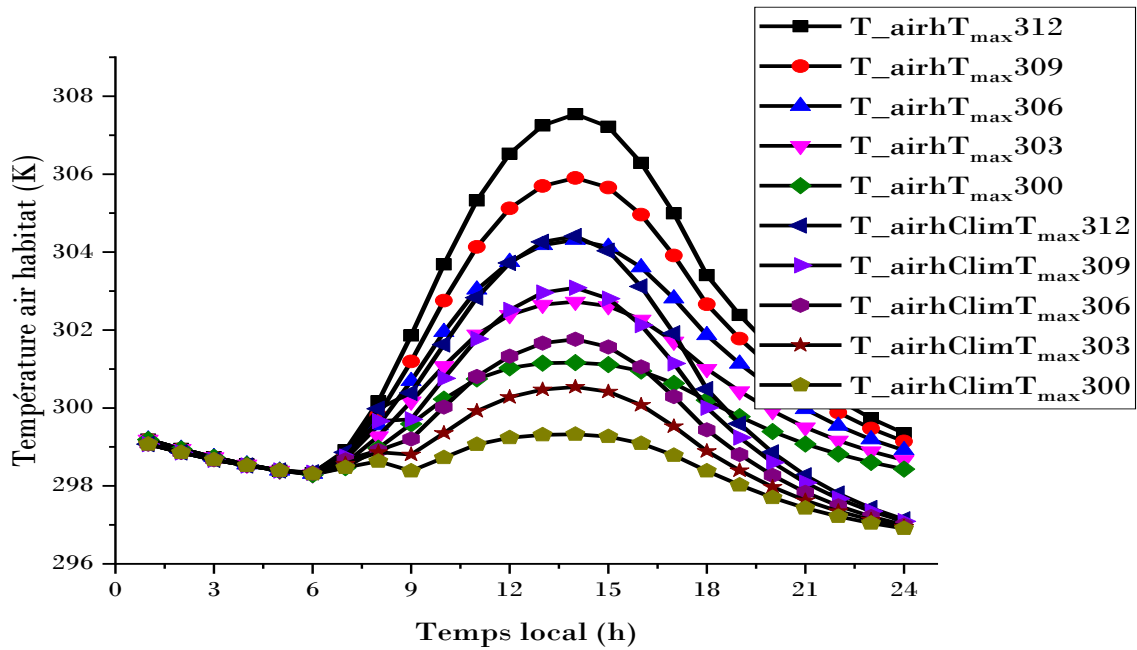


Figure 46 : Influence de la température ambiante maximale sur l'air intérieur de l'habitat.

La figure 47 montre l'influence de la température ambiante minimale sur la température de l'air intérieur de l'habitat. Pour cela, nous avons fait varier la température minimale de 300 à 288K. Les résultats nous montrent que la température minimale ambiante a un grand impact sur la température intérieure de l'enceinte habitable. En effet, une augmentation de la température minimale de l'ambiance entraîne une augmentation de la température intérieure de l'enceinte habitable. Ce qui est d'autant vrai pour l'habitat sans climatiseur que pour l'habitat avec climatiseur avec des différences importantes en période nocturne. Pour une valeur de 300K de température minimale dans l'habitat sans climatiseur, nous avons une courbe de température intérieure qui évolue bien au-dessus de celles des autres. Elle atteint un pic de 304.51K à 14h contre un pic de 302.18K à la même heure quand la température minimale est fixée à 288K. Il en ressort que pour une température ambiante minimale élevée la température de l'air en période nocturne reste élevée et contrairement, lorsque la température ambiante minimale est faible l'air intérieur de l'habitat connaît des températures faibles ; une tendance qui se confirme à travers les allures des courbes. Les mêmes tendances sont observées pour l'habitat avec climatiseur.

Pour une température ambiante minimale de 300K, l'air intérieur de l'habitat atteint un pic de température égal à 301.99K à 14h contre un pic de 299.92K à la même heure en période diurne lorsque la température minimale est égale à 288K.

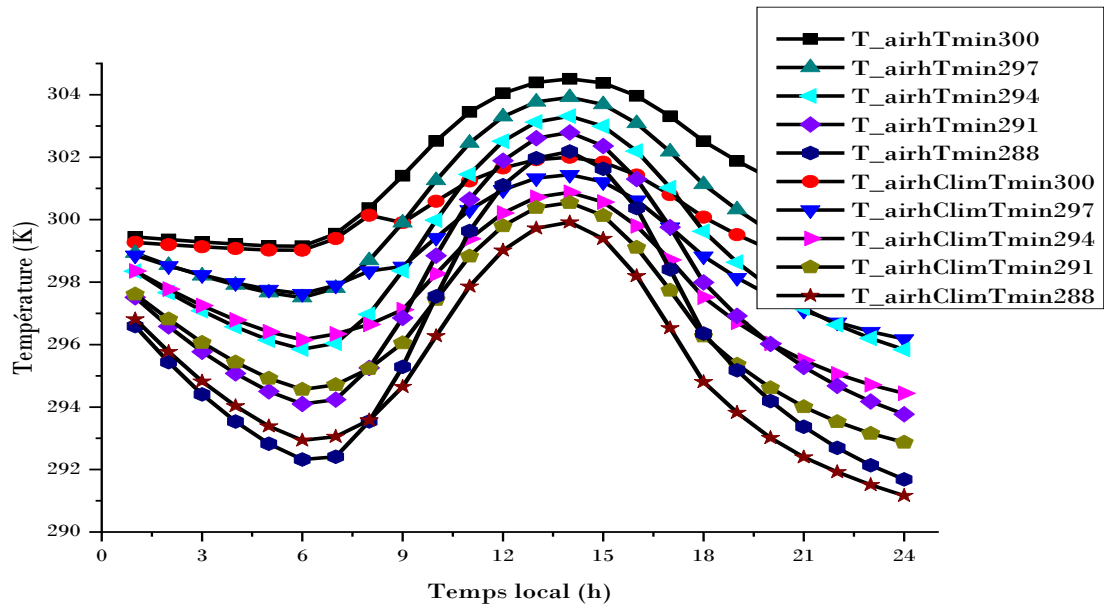


Figure 47 : Influence de la température ambiante minimale sur l'air intérieur de l'habitat.

IV.3.2.4. Influence des paramètres d'échange sur l'air de l'habitat et l'évaporateur

La figure 48 montre l'influence du coefficient d'échange convectif entre les parois de l'évaporateur et l'air intérieur de l'habitat. Pour cela, nous avons fixé le coefficient d'échange à une valeur constante de 1.5 à 6W/m² K. Pour un coefficient d'échange de 1.5W/m² K, l'air intérieur de l'habitat atteint un pic de 302.72K à 14h contre un pic de 300.6 K à la même heure pour un coefficient d'échange thermique égal à 6W/m² K. En effet, l'augmentation du coefficient d'échange entre les parois de l'évaporateur et l'air intérieur de l'habitat fait baisser la température de l'air intérieur de l'habitat et à l'inverse la diminution du coefficient d'échange thermique entre les parois de l'évaporateur et l'intérieur donne des valeurs de températures un peu élevées. Cela s'explique par le fait qu'un coefficient d'échange élevé implique un flux d'échange élevé entre l'évaporateur et l'air intérieur de l'habitat.

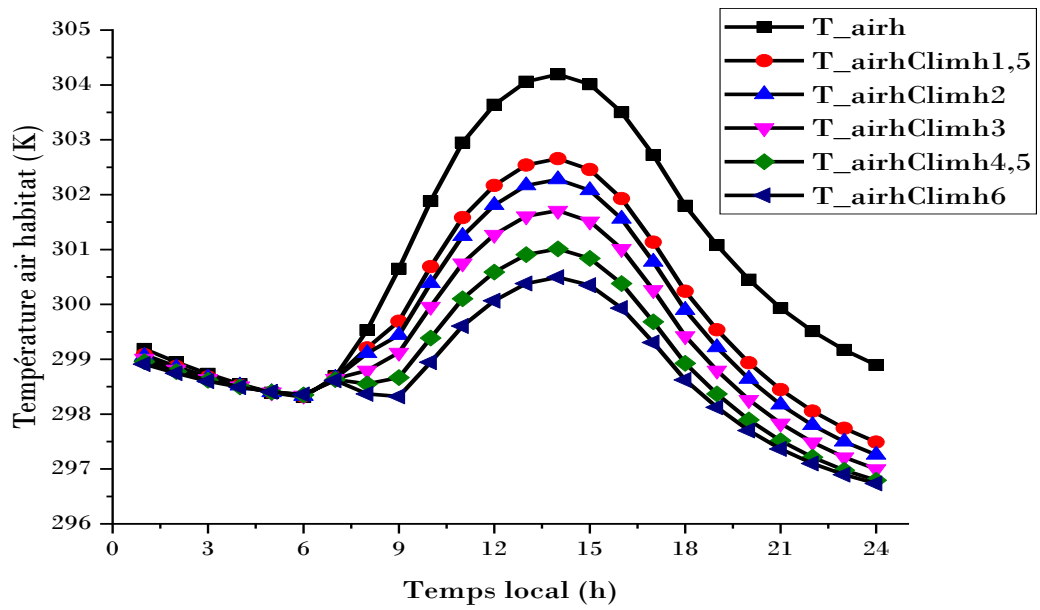


Figure 48 : Influence du coefficient d'échange thermique sur l'air intérieur de l'habitat.

La figure 49 montre l'influence du coefficient d'échange sur les parois de l'évaporateur. Les résultats nous montrent que, à l'inverse de la température de l'air intérieur de l'habitat, la diminution du coefficient d'échange thermique entre l'air de l'habitat et les parois de l'évaporateur fait plus baisser la température des parois de l'évaporateur.

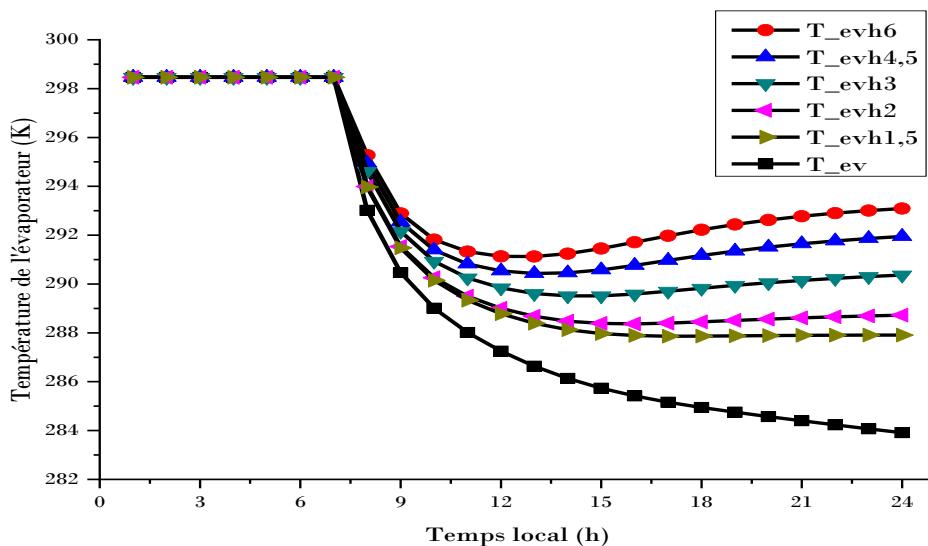


Figure 49 : Influence du coefficient d'échange thermique sur les parois de l'évaporateur.

Pour un coefficient d'échange de $1.5\text{W/m}^2\text{ K}$, la température des parois de l'évaporateur descend jusqu'à $287,8\text{K}$ alors que pour un coefficient d'échange élevé égal à $6\text{ W/m}^2\text{ K}$, la température des parois de l'évaporateur descend pour atteindre une valeur de 291.1K avant de remonter sous l'effet des échanges thermiques importants avec l'air de l'habitat chaud pour atteindre 293.09K . En effet, avec le couplage, l'évaporateur échange avec l'air intérieur de l'habitat et puise alors la chaleur présente dans l'intérieur de l'habitat. Cela se traduit ainsi par une augmentation de la température de ses parois d'échange avec l'air de l'habitat. D'ailleurs, sans couplage, la température des parois de l'évaporateur descend plus et peut atteindre 283.9K , du fait qu'ils n'échangent pas avec l'air intérieur chaud de l'habitat.

La figure 50 montre l'influence de la surface d'échange de l'évaporateur sur l'air intérieur de l'habitat. Pour cela, nous avons fait varier la surface d'échange de 1 à 5 m^2 . Pour une surface de 1m^2 , l'air intérieur de l'habitat atteint un pic de 303K à 14h contre un pic de 301.08K à la même heure pour une surface d'échange égal à 5m^2 . En effet, l'augmentation de la surface d'échange de l'évaporateur avec l'air intérieur de l'habitat fait diminuer la température de l'air intérieur. Cela s'explique par le fait qu'une surface d'échange plus grande de l'évaporateur implique des échanges plus importantes entre l'évaporateur et l'air intérieur de l'habitat. Ce qui conduit ainsi à une baisse notable de la température intérieure de l'habitat.

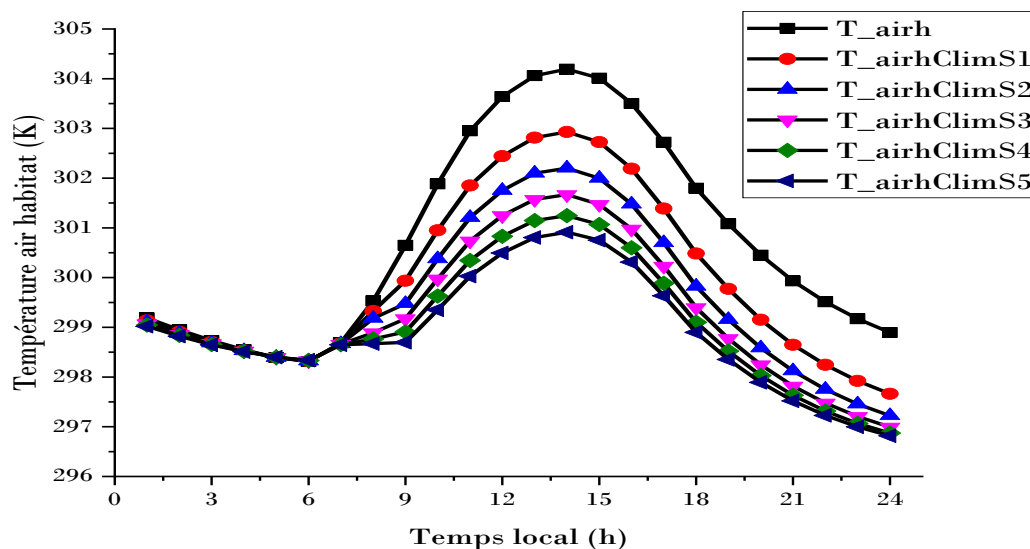


Figure 50 : Influence de la surface d'échange sur l'air intérieur de l'habitat.

La figure 51 montre l'effet de la surface de l'évaporateur sur la température atteinte par les parois de ce dernier. En augmentant la surface de l'évaporateur, la température des parois

de ce dernier diminue moins. C'est le contraire de ce qui se passe au niveau de l'air intérieur de l'habitat. Pour une surface d'échange égale à 1m^2 , la température des parois de l'évaporateur descend pour atteindre une température minimale égale à 287.03K à la fin de l'évaporation alors que pour une surface un peu plus grande de 5m^2 les parois de l'évaporateur atteignent une température basse de 290.41K avant de remonter sous l'effet des échanges thermiques avec l'air intérieur pour atteindre une température égale à 291.9K . En effet, l'augmentation de la surface de l'évaporateur implique une augmentation des flux d'échange thermique avec le milieu intérieur de l'habitat en l'occurrence la température intérieure de l'enceinte habitable. Cette température étant plus élevée, elle fait augmenter la température des parois de l'évaporateur.

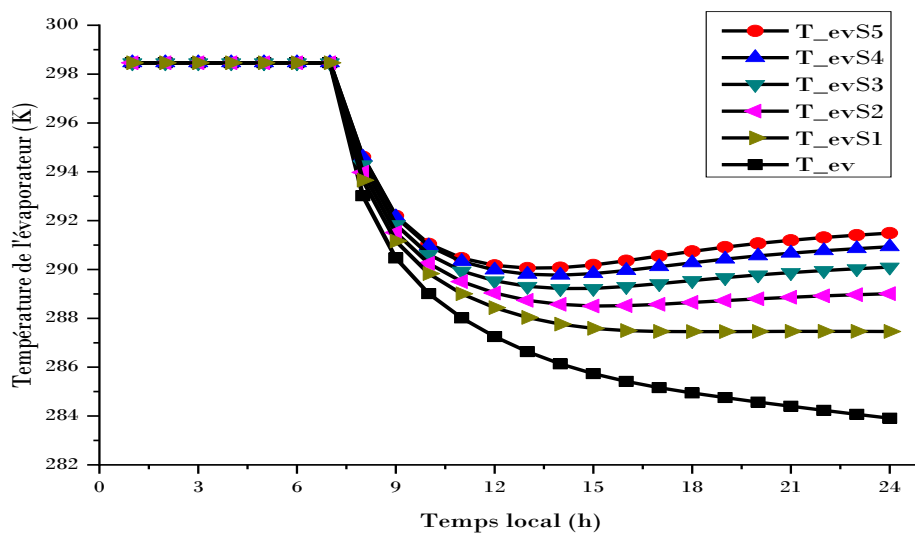


Figure 51 : Influence de la surface d'échange sur les parois de l'évaporateur.

Conclusion partielle

Nous avons présenté dans ce chapitre les résultats des simulations de l'ensemble du système. La comparaison de nos résultats avec la littérature nous a permis de valider le modèle de climatiseur présenté. Nous avons ensuite présenté les résultats des deux modèles du système sans couplage et nous avons regardé notamment l'influence des paramètres d'entrée sur le climatiseur. Par la suite, nous avons effectué le couplage du système et comparé les températures intérieures de l'habitat avec et sans climatiseur. Les résultats ont montré que l'habitat climatisé présente des températures moins élevées par rapport à l'habitat classique sans climatiseur. Nous avons observé l'influence des paramètres physiques et météorologiques mais

aussi celle des paramètres d'échanges sur l'air intérieur de l'habitat. Il s'agit notamment du coefficient d'échange thermique et de la surface d'échange de l'évaporateur. Il en ressort que l'augmentation de ces deux paramètres clés fait diminuer la température intérieure de l'habitat. Ainsi, le chapitre suivant est consacré à une étude de dimensionnement technique qui va permettre d'optimiser notamment ces deux paramètres influents le système, entre autres, afin d'obtenir le confort thermique souhaité dans l'habitat sous les conditions climatiques des Comores.

Chapitre V : ETUDE DE FAISABILITE ECONOMIQUE DU CLIMATISEUR

Introduction

Ce chapitre vient compléter les études énergétiques par une étude de faisabilité économique de notre modèle de climatiseur par adsorption alimenté par une pompe géothermique et d'une unité de climatisation classique. L'objectif est d'assurer le développement et la promotion des climatiseurs à adsorption utilisant des ressources énergétiques renouvelables. Pour cela, dans un premier temps nous procédons à des rappels sur les modèles technico-économiques appliqués aux systèmes de climatisation active utilisés, ensuite nous analysons l'influence du coût de la main d'œuvre, celles du prix d'achat et d'entretien de l'unité de climatisation, celle sur le temps de retour sur investissement ainsi que le bénéfice. Nous analysons également l'influence de la température d'entrée du fluide géothermique, celles des types d'adsorbant et d'adsorbat utilisés, celle de la surface de l'évaporateur et aussi le bénéfice. Le tout se fait par rapport aux besoins du confort thermique et aux conditions climatiques des Comores et en nous référant aux résultats des simulations numériques obtenus précédemment.

V.1. Modèles technico-économiques

Les modèles de faisabilité technico-économique appliqués aux systèmes de rafraîchissement des habitats permettent de déterminer principalement le temps de retour sur investissement et le bénéfice, [188] [189] [190]. Le choix du modèle est lié à un circulateur à eau, au capteur adsorbeur, au condenseur et à l'évaporateur. Le modèle le plus utilisé est basé sur le calcul du facteur d'actualisation à partir des données économiques des composants du système, [188]. En général, l'analyse du cycle de vie et le retour sur investissement sont privilégiés aux facteurs d'actualisation et à l'analyse du coût. L'analyse du cycle de vie est basée sur la méthode d'actualisation des coûts d'investissement avec l'application d'un taux d'actualisation des différents coûts. Le retour sur investissement du climatiseur peut être déterminé en utilisant la méthode d'actualisation qui tient compte de l'influence du taux de récupération, du capital et des taux d'intérêt et d'inflation, [191] [192] [193]. Le retour sur investissement a été développé en tenant compte des prix des composants du climatiseur et de la consommation d'énergie. Il a fait l'objet de plusieurs études économiques, [194] [195] [196].

V.1.1. Facteur d'actualisation

L'expression qui permet de calculer le facteur d'actualisation PwF est donnée par la formules suivantes selon les cas, [182] :

- Pour $i_f \neq d$:

$$PwF(N_d, i_f, d) = \sum_{j=1}^{N_d} \left[\frac{(1+i_f)^{N_d}}{(1+d)^{N_d}} \right] \quad (95)$$

- Pour $i_f = d$:

$$PwF(N_d, i_f, d) = \frac{1}{d-i_f} \left[1 - \left(\frac{1+i_f}{1+d} \right)^{N_d} \right] \quad (96)$$

$$PwF(N_d, i_f, d) = \frac{N_d}{1+i_f} \quad (97)$$

Si on désigne par :

i_f : le taux d'inflation [%] ;

d : le taux d'actualisation [%] ;

N_d : la durée de l'emprunt ou nombre d'année de vie du système (années).

V.1.2. Evaluation du coût annualisé

V.1.2.1. Coût total annualisé

Le coût total annualisé (C_T) du climatiseur par adsorption est égal à la somme du coût des matériaux (C_m) et de celui de la main d'œuvre du climatiseur(C_l).

$$C_T = C_m + C_l \quad (98)$$

V.1.2.2. Coût annualisé de fonctionnement

Le coût annualisé de fonctionnement (C_{annuel}) est, d'après la méthode d'Audsley et de Wheeler [190], égal à la somme des coûts totaux de maintenance et de fonctionnement comme suit :

$$C_{annuel} = \left[C_T + \sum_{j=1}^{N_d} (C_{maint,j} + C_{fonct,j}) \omega^j \right] \left[\frac{\omega-1}{\omega(\omega^{N_d}-1)} \right] \quad (99)$$

Si on désigne par :

$C_{maint,j}$: le coût de maintenance pour l'année j. Il est supposé être égal à 1% du coût total pour chaque une année de fonctionnement ;

$C_{fonct,j}$: le coût de fonctionnement pour l'année j.

Le paramètre ω est donné par l'expression suivante :

$$\omega = \frac{100+i_n}{100+i_f} \quad (100)$$

Si on note par i_n , le taux d'actualisation que l'on calcule par la formule suivante [197] [198] :

$$i_n = \delta + \gamma \mu \quad (101)$$

En désignant par :

δ : le taux de préférence pur pour le présent (%) ;

γ : l'élasticité de l'unité marginale de la consommation (%) ;

μ : la croissance économique de référence (%).

Le coût de fonctionnement pour la première année qu'on va noter année 0 se calcule ainsi :

$$C_{fonct,0} = C_{clim,0} + C_{maint,0} \quad (102)$$

Si l'on note par :

$C_{fonct,0}$: le coût de fonctionnement pour la première année ;

$C_{clim,0}$: le coût de la climatisation pour la première année ;

$C_{maint,0}$: le coût de la maintenance pour la première année.

Le coût de la climatisation se calcule par la formule :

$$C_{clim,0} = \eta_{heure} C_{KWh}^0 \quad (103)$$

- Le coût de maintenance s'exprime par la formule :

$$C_{maint,0} = \eta_{h,maint} C_{maint,h} \quad (104)$$

Si on note par :

η_{heure} : le nombre d'heures de fonctionnement du climatiseur (h) ;

C_{KWh}^0 : le coût du kilowattheure (USD) ;

$\eta_{h,maint}$: le nombre d'heure de maintenance (h) ;

$C_{maint,h}$: le coût de maintenance du climatiseur (USD).

Le coût annualisé par climatiseur Z [USD/h] se calcule par la formule suivante, [194] :

$$Z = \frac{C_{annuel}}{\eta_{heure,clim}} \quad (105)$$

Si on désigne par :

$\eta_{heure,clim}$: le nombre d'heures de fonctionnement du climatiseur par an (h).

V.1.2.3. Retour sur investissement

Le retour sur investissement est déterminé à partir du coût total (C_T) du coût énergétique et du prix d'acquisition des matériaux constituant le climatiseur. Il vérifie l'expression suivante adaptée à notre modèle, [194]:

$$RSI = \frac{CF - (C_T + C_{annuel})}{C_T + C_{annuel}} \quad (106)$$

Si on note par :

$\eta_{heure,fonct}$: le nombre d'heures de fonctionnement du climatiseur (h) ;

$C_{système}^T$: le coût total d'acquisition des matériaux (USD) ;

CF : le gain total annuel (USD) ;

V.1.2.4. Bénéfice

Le bénéfice B étant alors l'expression suivante, [198] :

$$B = CF - (C_T + C_{annuel}) = CF - (R - R') \quad (107)$$

Si on désigne par :

$(R - R')$: le coût global du système (USD) ;

Où R' et R désignent respectivement le montant de l'aide par les pouvoirs publics à la fabrication du climatiseur et le coût annualisé. Ce dernier est calculé par la méthode de la valeur actualisée, [198] :

$$R = \frac{P_{NVP} \times i_{in} \times (1+i_{in})^\omega}{(1+i_{in})^\omega - 1} \quad (108)$$

En désignant par :

ω : la durée de vie du climatiseur (année)

i_{in} : le taux d'intérêt (%) ;

P_{NVP} : la valeur actuelle nette, calculée par, [192] :

$$P_{NVP} = CF - F_{RC} \quad (109)$$

Où F_{RC} désigne le taux de récupération du capital, calculé par la formule, [192] :

$$F_{RC} = \frac{i_{in} \times (1+i_{in})^{n_p}}{(1+i_{in})^{n_p} - 1} \quad (110)$$

En notant par n_p le temps de retour sur investissement (année).

V.2. Analyse économique des deux climatiseurs

Pour faire l'analyse économique des deux climatiseurs, nous exprimons les prix en euro avec un taux de change qu'on estime à $1\text{€} = 1.16\text{USD}$. Ensuite, nous supposons les hypothèses simplificatrices suivantes :

- Le coût initial est financé par un emprunt dont le remboursement commence après 2 ans avec un taux d'intérêt de 1.75 % ;
- La fiscalité est négligeable ;
- Les coûts et les gains sont réglés à la fin de l'année ;
- La climatisation du local dure 10h par jour ;
- Le système n'est pas assuré ;

La méthodologie utilisée pour faire l'analyse économique consiste à évaluer les coûts d'investissement des deux climatiseurs à savoir un climatiseur classique du marché actuel et celui de notre modèle à adsorption. Nous ne faisons pas de calcul ni sur le retour sur investissement ni sur le bénéfice. Pour cela, nous évaluons le coût d'investissement de chacun d'eux pour les comparer afin de déduire leur retour sur investissement dans le temps.

V.2.1. Climatiseur classique

L'analyse économique tient compte de l'évaluation du coût total d'un climatiseur classique MONO-SPLIT de puissance 2.8kW avec la consommation d'énergie pour son fonctionnement et l'évaluation des coûts de maintenance et de main d'œuvre.

- Coût d'acquisition du matériel : le prix d'achat d'un climatiseur classique complet MONO-SPLIT d'une puissance de 2.8kW dans le marché actuel aux Comores est estimé à 712.8 €.
- Coût de fonctionnement : le coût de l'énergie consommée s'exprime par la formule empirique qui est le produit de la puissance par le temps mis pour le fonctionnement du climatiseur :

$$E = P t \quad (111)$$

Avec :

P : la puissance du climatiseur (W) ;

t : la durée de fonctionnement du climatiseur (s).

En considérant une durée de fonctionnement égale à une année (365 jours) à raison de 10h par jour, l'énergie consommée est égale à 10 220kWh. Sachant que l'électricité aux Comores coûte 0.61 €/kWh [25], le coût de consommation énergétique s'élève à 6234.2€.

- Coût de maintenance et main d'œuvre : pour une année, nous estimons le coût lié aux travaux de maintenance à 1% du coût total d'acquisition pour la première année de fonctionnement et à 13€/mois le coût lié à la main d'œuvre.

V.2.2. Climatiseur à adsorption

L'analyse économique du climatiseur à adsorption tient compte de l'évaluation du coût total d'un climatiseur à adsorption avec la consommation d'énergie d'une pompe de forage d'une puissance de 0.45kWh pour son fonctionnement et l'évaluation du coût de maintenance du coût de réalisation du climatiseur par adsorption. Il vient alors :

- Le coût de fonctionnement : le coût de fonctionnement du climatiseur à adsorption est lié nécessairement au coût lié de la facture énergétique pour le fonctionnement du

circulateur à eau de la pompe d'une puissance de 0.45kWh servant à injecter l'eau géothermale à l'intérieur du capteur à raison de 8h (seulement durant la phase de chauffage/condensation du capteur) par jour pour une année. Ce coût est estimé égal à 801.54€.

- Le coût de réalisation : le calcul du coût de réalisation du climatiseur par adsorption tient compte du coût d'acquisition du climatiseur. En réalité, il est difficile d'estimer avec exactitude la valeur d'une machine à adsorption dans le marché actuel par manque de données suffisantes sur leur commercialisation. D'ailleurs, le principal défi pour ces systèmes reste la manière de les commercialiser. Plusieurs fois, la commercialisation par des Sociétés des machines frigorifiques à adsorption a échoué en raison de l'émergence des machines à compression de vapeur plus efficaces utilisant une énergie conventionnelle bon marché, y compris l'énergie électrique, [199]. C'est le cas de la société BLM en France, Comesse Soudure en Afrique du Sud ou encore Zeopower aux États-Unis dont les projets n'ont pas pu atteindre les résultats escomptés.

Pour estimer le coût d'acquisition du climatiseur, nous nous penchons sur les prix présents sur les différentes études économiques de la littérature. En France, le projet porté par SOLAREF évalue le coût d'acquisition d'un réfrigérateur solaire à adsorption à 2 600€. En Iran, EBRAHIMI M. et DERAKHSHAN [200] ont évalué le coût total d'un système de tri-régénération basé sur un générateur thermoélectrique, un refroidisseur à adsorption à deux lits et une pile combustible à membrane échangeuse de polymère à 1 950USD, soit environ 1690€. En Afrique du Sud, NWAMBA [200] a estimé à environ 3 600 € le coût d'un réfrigérateur solaire conçu et a testé avec le couple gel de silice/eau. Au Maroc, ALLOUHI, A. et al. [201] ont comparé les coûts d'acquisition des différents refroidisseurs à compression de vapeur, à absorption et à adsorption. Ce dernier s'élève à 2 640 €. Au Burkina-Faso, GUY [48] a estimé à 2 590.63 € le coût d'acquisition d'un réfrigérateur solaire à adsorption de capacité 70 litres. Compte-tenu de ces coûts d'acquisition, nous estimons le coût de réalisation du climatiseur à adsorption à environ 2 600€ bien que ce coût peut être plus ou moins inférieur. Et à ce coût, nous ajoutons le coût d'acquisition de la pompe de forage pour la circulation du fluide géothermique que nous estimons à environ 160 €.

- Coût de maintenance et main d'œuvre : pour une année, nous estimons le coût lié aux travaux de maintenance à 1% du coût total d'acquisition pour la première année de fonctionnement et à 10€/mois le coût lié à la main d'œuvre.

V.2.3. Comparaison des investissements

Le coût total du climatiseur classique est égal à 7 110 € pour la première année alors que celui du climatiseur à adsorption s'estime à 3709.14 €. Pour ce cas précis, nous comparons le coût total du climatiseur classique au cours d'une année par rapport au coût total du climatiseur à adsorption. Par comparaison de ces différents coûts, nous affirmons que le coût total du climatiseur classique est supérieur au coût du climatiseur à adsorption. Aussi, le coût investi sur le climatiseur à adsorption peut être amorti au bout d'une année de fonctionnement. En réalité, ces investissements peuvent être moins importantes en raison notamment du temps de climatisation qui peut être réduit et qui diminue considérablement la facture énergétique

Conclusion partielle

Dans ce chapitre, nous avons présenté une étude de faisabilité économique en nous référant aux modèles technico-économiques existants dans la littérature. Pour cela, nous avons comparé le coût total d'un climatiseur classique à celui du climatiseur à adsorption. Il en ressort que le coût d'acquisition d'un climatiseur classique est inférieur à celui à adsorption. Mais, il est intéressant d'investir sur le climatiseur à adsorption qui est respectueux de l'environnement avec une meilleure durée de vie et un coût total inférieur à celui du climatiseur classique qui consomme beaucoup plus d'énergie électrique. D'ailleurs, le coût investi sur le climatiseur à adsorption peut être amorti au bout d'une année de fonctionnement. Par contre, il est clair qu'il faut encore travailler sur les climatiseurs à adsorption afin d'offrir des dispositifs bon marché qui peuvent rivaliser économiquement les climatiseurs à compression ou à absorption.

CONCLUSION GENERALE

Les pompes à chaleur à adsorption sont une alternative réelle afin de satisfaire les besoins en froid dans l'industrie comme dans les installations domestiques en raison de la bonne réversibilité des réactions d'adsorption et de la simplicité de la technologie. La climatisation par pompe à chaleur à adsorption est une solution pour les habitats dans les Pays tropicaux à fort potentiel en énergie renouvelable comme les Comores. Dans ce travail, nous avons proposé un modèle mathématique à l'aide d'un code de calcul pour décrire le fonctionnement d'un système de climatisation d'un habitat individuel composé d'une unité de climatisation alimentée par une pompe à chaleur géothermique à adsorption couplé à un modèle d'habitat. Le modèle s'appuie sur les modèles mathématiques existant dans la littérature pour décrire sa cinétique et son fonctionnement thermodynamique. Le bilan de transferts de chaleur et de masse de chaque composante est effectué à l'aide de la méthode nodale et en faisant l'analogie qui existe entre les transferts électriques et thermiques. Nous avons utilisé le couple zéolithe/méthanol comme générateur. Les différentes équations de transferts de chaleur font intervenir des coefficients de transferts dont les valeurs sont déduites de corrélations semi-empiriques. La résolution et la discrétisation des équations sont effectuées grâce à la méthode de résolution implicite aux différences finies en supposant des conditions aux limites simples. Le couplage entre les deux systèmes se fait grâce à la méthode dite de la connexion. Pour cela, chacun des deux systèmes (habitat et unité de climatisation) est défini comme une zone thermique dont les nœuds de connexion sont la température de l'air intérieur de l'habitat d'un côté et la température des parois de l'évaporateur de l'autre. La résolution des équations de la première zone fournit de nouvelles valeurs de température, lesquelles valeurs sont utilisées pour la résolution de la seconde zone. La surface de l'évaporateur représente la surface d'échange entre la température des parois de l'évaporateur et celle de l'air intérieur de l'habitat. Notre code de calcul est validé en faisant une comparaison avec les données de la littérature. De plus, pour compléter les études thermiques, nous avons présenté une étude de faisabilité économique en se référant aux modèles technico-économiques existants dans la littérature. Pour cela, nous avons comparé le coût total d'un climatiseur classique à celui du climatiseur à adsorption.

Les principaux résultats de ce travail montrent que l'utilisation d'un climatiseur par adsorption peut contribuer à améliorer l'ambiance interne des bâtiments pour redonner un certain confort aux occupants mais aussi à réduire leur facture énergétique. Pour les résumer :

- Nous avons une différence de température de 2.39K sur l'air intérieur de l'habitat à 14h si l'on débute la climatisation du bâtiment à 08h ;
- En regardant l'influence de certains paramètres physiques, nous constatons que le coefficient d'absorption et l'épaisseur des murs ainsi que les échanges par renouvellement d'air doivent être optimisés si l'on veut garder un confort thermique à l'intérieur des habitats ;
- Bien que certains paramètres météorologiques d'entrée tels que le flux maximal et la température ambiante font chauffer l'air interne de l'habitat, l'utilisation du climatiseur contribue à faire baisser sa température ;
- Au niveau de l'échange entre l'air intérieur de l'habitat et l'évaporateur, il en ressort qu'une grande surface de l'évaporateur ainsi qu'un coefficient d'échange élevé contribuent à baisser plus la température interne de l'habitat ;
- Le système peut atteindre un COPth de 0.46, si l'on travaille avec des températures seuils optimales ;
- L'investissement sur le climatiseur à adsorption est avantageux car ce dernier est respectueux de l'environnement avec une meilleure durée de vie et un coût total inférieur à celui du climatiseur classique qui lui consomme beaucoup plus d'énergie électrique.

L'étude de ce climatiseur à adsorption nous a permis de mettre en avant les principales avancées du secteur du refroidissement à adsorption mais surtout les principaux défis qu'il faudra relever. A l'avenir, il conviendra de réaliser des études expérimentales en essayant de tester ce modèle de climatiseur sur des habitats. Par ailleurs, les études sur les systèmes de climatisation à adsorption devront se pencher sur plusieurs points à savoir :

- L'optimisation des transferts de chaleur et de masse dans le lit adsorbant ;
- L'amélioration de l'intermittence de la machine sans pour autant ajouter de l'encombrement au dispositif ni augmenter sa taille ;
- L'amélioration des performances thermiques des systèmes à adsorption afin de rivaliser avec les systèmes à absorption ou à compression de vapeur disponible sur le marché.

Il est clair que le principal défi de ces systèmes à adsorption sera de réduire les coûts onéreux qui semblent être un frein à leur commercialisation bien qu'ils sont des dispositifs ambitieux et porteurs d'espoir notamment sur la possibilité de soutenir la transition énergétique vers les nouvelles formes d'énergies beaucoup plus propres et respectueuses de l'environnement.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] S. Thiers, Bilans énergétiques et environnementaux de bâtiments à énergie positive, Thèse de Doctorat de l'École nationale supérieure des mines de Paris, 2008.
- [2] M. Isaac et D. P. van Vuuren, «Modeling global residential sector energy demand for heating and conditioning in the context of climate change,» *Energy Policy*, 37, 507-521, 2009.
- [3] Saha. B. B., A. Akisawa et Kashiwagi T., «Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: The prototype,» *Renewable Energy*, 23, 93-101, 2001.
- [4] Y. Camara, X. Chesneau et C. Kante, «Contribution to the improvement of thermal comfort in a bioclimatic building by integration of a phase change material,» *International Journal of Engineering Research and science & Technologie*, 7(12), 1-24, 2018.
- [5] J. Guillemot, F. Meunier et B. Mischler, «Utilisation d'un cycle intermittent zeolithe13X-H2O pour la réfrigération solaire,» *XV Congrès international du froid*, 1-4, 1979.
- [6] F. Meunier, «On the use of a zeolite 13X-H 20 intermittent cycle for the application to solar climatization of building,» *LS.E.S. Conference, Atlanta*, 739-743, 1979.
- [7] G. G. Ilis et H. Demir, «Influence of bed thickness and particle size on performance of microwave regenerated adsorption heat pump,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 123, 16-24, 2018.
- [8] X. Li, X. Hou, X. Zhang et Z. Yuan, «A review on development of adsorption cooling—Novel beds and advanced cycles,» *Energy Convers. Manage.* 94, 221-232, 2015.
- [9] J. Do, D. Cha, I. Park, O. K. Kwon, J. Bae et J. Park, «Hydrothermal synthesis and application of adsorbent coating for adsorption chiller,» *Progress in Organic Coatings*, 128, 59-68, 2019.
- [10] G. G. Ilis, «Influence of new adsorbents with isotherm Type V on performance of an adsorption heat pump,» *Energy*, 119, 86-93, 2017.
- [11] L. Bonaccorsi, L. Calabrese, A. Freni et E. Proverbio, «Hydrothermal and microwave synthesis of SAPO (CHA) zeolites on aluminium foams for heat pumping applications,» *Microporous Mesoporous Materials*, 167, 30-37, 2013.
- [12] B. Dawoud, «Water vaporadsorption kinetics on small and full scale zeolite coated adsorbents ; A comparison,» *Appl. Therm. Eng.*, 50, 1645-1651, 2013.
- [13] U. Wittstadt, G. Földner, E. Laurenz, A. Warlo, A. Große, R. Herrmann, L. Schnabel et W. Mittelbach, «A novel adsorption module with fiber heat exchangers : Performance analysis based on driving temperature differences,» *Renew. Energy*, 110, 154-161, 2017.
- [14] W. Zheng, W. Worek et G. Nowakowski, «Effect of design and operating parameters on the performance of two-bed sorption heat pump systems,» *Journal of Energy Resources Technology*, 117, 67-74, 1995.
- [15] F. Meunier, «Thermal swing adsorption refrigeration,» *Sep. Technol.*, 3, 143-150, 1993.
- [16] I. Bogie et J. Charroy, «Comoros surface exploration, Geophysics and Summation,» Jacobs, Auckland, 2015.
- [17] P. Bachèlery et P. Coudray, «Carte volcano-tectonique de la Grande Comore (Njazidja) au 1/50000 avec notice explicative,» Ed. Mission Française de coopération aux Comores, 1993.
- [18] C. Savin, M. Ritz, J.-L. Join et Bachelery P., «Hydrothermal system mapped by CSAMT on Karthala volcano, Grande Comore Island, Indian Ocean,» *Journal of Applied Geophysics*, 48, 143-152, 2001.
- [19] G. G. Muchemi, S. A. Onacha et J. Wambugu, «Reconnaissance and Inception Report for Geothermal Resources Exploration Program of the Grande Comore,» 2008.
- [20] N. Mirhani, Dynamiques d'évolution des géosystèmes en milieu tropical humide insulaire : approche par les bassins versants d'Anjouan aux Comores, Thèse de Doctorat en cotutelle de l'Université d'Angers et de l'Université de Toliara, 2014.
- [21] J. Esson, M. F. Flower, D. F. Strong, W. J. Wadsworth et B. G. J. Upton, «Geology of the Comoros archipelago, Western Indian Ocean,» *Geological Magazine*, 6, 549-557, 1970.

- [22] H.-E.-B. Mouhssini, Le système foncier comorien de 1841-1975, Thèse de Doctorat Nouveau régime de l'Université de La Réunion, 2010.
- [23] K. M. Sinane, Les littoraux des Comores, dynamique d'un système anthropisé : le cas de l'île d'Anjouan, Thèse de doctorat en géographie de l'Université de La Réunion, 2013.
- [24] I. M. Benali, Caractérisation des zonages climatiques et recherches des solutions passives aux comores, Thèse de doctorat de l'Université d'Antananarivo, 2014.
- [25] Présidence de l'Union des Comores, «Rapport national volontaire de l'union des comores au forum politique de haut niveau sur le développement durable,» 2020.
- [26] V. Olgyay, Design with climate: Bioclimatic approach to architectural regionalism, Princeton University Press, New Jersey, 1987.
- [27] P. C. Agrawal, «A review of passive system for natural heating and cooling of buildings,» *Solar and wind technology*, 16, 557-567, 1989.
- [28] H. B. Awbi, «Design consideration for naturally ventilated buildings,» *Renewable Energy*, 15, 1081-1090, 1994.
- [29] Y. Jannot et T. Djiako, «Economie d'énergie et confort thermique dans l'habitat en zone tropicale,» *International Journal of Refrigeration*, 17(3), 166-173, 1994
- [30] A. Idris, J. Virgone, D. David, E. Vergnault et A. Ibrahim, «Définition de potentiels d'utilisation de ressources bioclimatiques pour le rafraîchissement des bâtiments en climat chaud et humide,» chez IBPSA, Bordeaux, France, 2018.
- [31] A. Compaore, Etude des performances thermiques d'un habitat type du Burkina-Faso : contribution à la mise en place d'une réglementation thermique, Thèse de Doctorat, Université Ouaga I Professeur JOSEPH Ki-ZERBO, 2018.
- [32] M. Caciolo, Analyse expérimentale et simulation de la ventilation naturelle mono-facade pour le rafraîchissement des immeubles de bureaux, Thèse de doctorat ParisTech, 2010.
- [33] La géothermie - Quelles technologies pour quels usages ?, 2008: ADEME.
- [34] P. Laplaige et J. Lemale, Géothermie de surface - Présentation et pompes à chaleur, Techniques de l'ingénieur, 2010.
- [35] P. Laplaige et J. Lemale, Géothermie, Techniques de l'ingénieur, 2008.
- [36] P. Chovelon, «Géothermie haute enthalpie : ressources et intervenants par Pays, rapport du Bureau de recherches géologiques et minières,» *Orléans France, 84 SGN 178 SPG*, 16, 1984.
- [37] M. Chaheire et al., «Geothermal development in the comoros and results of geothermal surface exploration,» *Bureau Géologique des Comores, Proceedings, 6th African Rift Geothermal Conference Addis Ababa, Ethiopia, 2nd – 4th November 2016*, 2016 .
- [38] G. M. Geoffrey, A. O. Stephen et W. James, «Reconnaissance and Inception Report for Geothermal Resources Exploration Program of the Grande Comore,» 2008.
- [39] Mamwé, «National society of production of water and electricity,» *Quarterly accounts of energy, April 2012*, 2012.
- [40] J. Y. Ausseur et J. P. Sauty, «L'exploitation des nappes françaises par pompes à chaleur : aspects hydrogéologiques, thermiques et législatifs,» *Hydrogeology in the Service of Man, Memoires of the 18th Congress of the International Association of Hydrogeologists*, 42-58, 1985.
- [41] J. Bernier, «La pompe à chaleur. Mode d'emploi. Tome I : de la théorie à la pratique,» *Ed. Pyc.*, 1979.
- [42] M. Feidt, «Production de froid et revalorisation de la chaleur, Machines particulières,» *Techniques de l'ingénieur*, 2017.
- [43] M. A. Lambert, «Design of solar powered adsorption heat pump with ice storage,» *Applied Thermal Engineering*, 27, 1612–1628, 2007.
- [44] S. N. B. Brou, «Modélisation et commande d'un système de cogénération utilisant des énergies renouvelables pour le bâtiment,» *Thèse de Doctorat de l'Université PARIS-SACLAY*, 2015.

- [45] H. Demir, M. Mobedi et S. Ulku, «A review on adsorption heat pump : Problems and solutions,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 12, 2381–2403, 2008.
- [46] M. Bilal, Etude des transferts de chaleur et de masse dans une machine frigorifique à adsorption solaire, Thèse de Doctorat de l'Université des frères Mentouri Constantine 1, Algérie, 2017.
- [47] C. Wassila, Etude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, Thèse de Doctorat de l'Université MENTOURI – CONSTANTINE, Algérie, 2008.
- [48] G. C. Tubreoumya, Contribution à l'étude des performances thermiques d'un réfrigérateur solaire à adsorption, Thèse de Doctorat de l'Université Ouaga I Pr Joseph KI-ZERBO, Burkina-Faso, 2018.
- [49] K. Sumathy, K. Yeung et L. Yong, «Technology development in the solar adsorption refrigeration systems,» *Progress in Energy and Combustion Science*, 29, 301-327, 2003.
- [50] N. Srivastava et I. Eames, «A review of adsorbents and adsorbates in solid-vapour adsorption heat pump systems,» *Applied Thermal Engineering*, 18, 707-714, 1998.
- [51] M. Diny, Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption : modélisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine, Thèse de Doctorat de l'Université HENRI POINCARÉ, NANCY 1, France, 1996.
- [52] L.-M. Sun, F. Meunier, Adsorption – Procédés et applications, Techniques de l'ingénieur, 2005.
- [53] P. Le Cloirec, L'adsorption dans le traitement de l'air, Technique de l'ingénieur, 2017.
- [54] G. Le Bozec, L. Le Polles, S. Giraudet et P. Le Cloirec, «¹H NMR investigations of activated carbon loaded with volatile organic compounds : quantification, mechanisms and diffusivity determination,» 33(17), 1605–1613, 2017.
- [55] W. Wongsuwan, S. Kumar et P. Neveu, «A review of chemical heat pump technology and applications,» *Applied Thermal Engineering*, 21, 15, 1489-1519, 2001.
- [56] D.C. Wang, Z.Z. Xia, J.Y. Wu, R.Z. Wang, H. Zhai and W.D. Dou, «Study of a novel silica gel–water adsorption chiller. Part I. Design and performance prediction,» *International Journal of Refrigeration*, 28(7), 1073–1083, 2005.
- [57] R. E. Critoph et Y. Zhong, «Review of trends in solid sorption refrigeration and heat pumping technology,» Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: *Journal of Process Mechanical Engineering*, 219(3), 285-300, 2005.
- [58] W. Chekirou, N. Boukheit et A. Karaali, «Performance improvement of adsorption solar cooling system,» *International Journal of hydrogen energy*, 41, 7169-7174, 2016.
- [59] H. Demir, «Development of microwave assisted zeolite-water adsorption heat pump,» *International Journal of refrigeration*, 36, 2289-2296, 2013.
- [60] G. C. Tubreoumya, A. O. Dissa, E. S. Tiendrebeogo, X. Chesneau, A. Compaoré, K. Haro, C. D. Konseibo, B. Zeghmati et J. Koulidiati, «Contribution to the Modeling of a Solar Adsorption Refrigerator under the Climatic Conditions of Burkina Faso,» *Energy and Power Engineering*, 9, 119-135, 2017.
- [61] R. Boussehain, Caractérisation thermostatique et cinétique des phénomènes d'adsorption-désorption de couples charbons actifs-alcools, Thèse de doctorat d'état. I.N.P.L., 1986.
- [62] E. Passos, Etude des couples Charbon actif – Méthanol et de leur application à la réfrigération solaire, Thèse de Doctorat, federal Polytechnic College of Lausanne, Switzerland, 1986.
- [63] A. P. F. Leite et M. Daguinet, «Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration,» *Energy. Convers. Manag.*, 41, 1625 - 1647, 2000.
- [64] E. J. Hu, «A study of thermal decomposition of methanol in solar powered adsorption refrigeration systems,» *Solar Energy*, 62, 15, 325-329, 1998.
- [65] S. F. Mhiri et E. Golli, «Etude d'un réfrigérateur solaire à adsorption solide avec le couple charbon actif- méthanol,» *Rev. Gen. Therm.*, 35, 269-277, 1996.
- [66] F. Meunier, «Theoretical performance of solid adsorbent cascading using the zeolithe/ water and active carbon/methanol pairs : four cases studies,» *Heat recov. Sys.*, 6(16), 491-498, 1988.

- [67] R. Delgado, A. Choisier, P. Grenier, I. Ismail, F. Meunier et M. Pons, «Etude du cycle intermittent charbon actif- méthanol en vue de la réalisation d'une machine à fabriquer de la glace fonctionnant à l'énergie solaire,» *I.I.F.-I.I.R. Commission E1-E2-Jerusalem (Israel)*, 185-191, 1982.
- [68] R. C. Critoph et R. Vogel, «Possible adsorption pairs for use in solar cooling,» *International Journal of Ambient Energy*, 7(14), 183-190, 1986.
- [69] E. Passos, F. Meunier et J. C. Gianola, «Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon,» *Heat Recovery System*, 6(13), 259-264, 1986.
- [70] M. P. F. Grenier, «Solar ice maker working with activated carbon methanol adsorbent-adsorbate pair,» *INTERSOL 85*, 731-735, 1985.
- [71] A. Sakoda et M. Suzuki, «Fundamental study on solar powered adsorption cooling system,» *Journal of chemical engineering of Japan*, 17(11), 52-57, 1984.
- [72] A. Sakoda et M. Suzuki, «Simultaneous transport of heat and adsorbate in closed type adsorption cooling system utilizing solar heat,» *Journal of Solar Engineering*, 108-239, 1986.
- [73] C. Hildbrand, P. Dind, M. Pons et F. Buchter, «A new solar powered adsorption refrigerator with high performance,» *Solar Energy*, 77, 311-318, 2004.
- [74] A. H. Poshtiri et A. Jafari, «24-hour cooling of a building by a PCM integrated adsorption system,» *international journal of refrigeration*, 57–75, 2017.
- [75] M. M. Younes, I. I. El-Sharkawy, A. Kabeel, K. Uddin, T. Miyazaki et B. B. Saha, «Characterization of silica gel-based composites for adsorption cooling applications,» *International Journal of Refrigeration*, 118, 345-353, 2020.
- [76] J. M. Dias et V. A. Costa, «Evaluating the performance of a coated tube adsorber for adsorption,» *International Journal of Refrigeration*, 118, 21-30, 2020.
- [77] M. R. Madhuri, S. Mitrab et P. Dutta, «Studies on dynamics of two-stage air cooled water/silica gel adsorption system,» *Applied Thermal Engineering*, 178, 115552, 2020.
- [78] C. Coquelet, Etude des fluides frigorigènes. Mesures et Modélisations, Thèse de Doctorat, Ecole des mines de Paris, 2003.
- [79] Z. Tamainot-Telto, S. Metcalf, R. Critoph, Y. Zhong et R. Thorpe, «Carbon–ammonia pairs for adsorption refrigeration applications: ice making, air conditioning and heat pumping,» *International Journal of refrigeration*, 3(12), 1212–1229, 2009.
- [80] F. Meunier, N. Douss et T. Zanife, «Le froid par adsorption : Zéolithe-eau et Charbon actif-méthanol,» *Journée S.F.T., Paris*, 689-708, 1990.
- [81] A. Mimet, Etude théorique et expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption d'ammoniac sur charbon actif, Thèse de doctorat. FPMS Mons, Belgique, 1991.
- [82] A. Almers et A. Mimet, «Numerical study of heat and mass transfer in adsorption porous medium heated by solar energy : Boubnov Galerkin method,» *Heat mass transfer*, 41, 717 - 723, 2005.
- [83] J. Bougard, «Thermodynamical and technical problems in solar adsorption refrigeration,» *International Refrigeration and Air Conditioning*, 1, 25- 32, 1986.
- [84] J. Bougard, A. Mimet et G. Veronikis, Comportement transitoire des machines frigorifiques solaires à adsorption charbon actif-ammoniac, P. Journée S.F.T., Éd., 1990.
- [85] D. Tchernev, «A waste heat driven automotive air conditioning system,» *ISHPC'99, Munich 24-26*, 65-70, 1999.
- [86] A. Aittomaki et M. Harkonen, «Zeolite heat pump - adsorption of methanol in synthetic zeolites 13X, 4A and 5A,» *Int. J. Refrig.*, 9, 240-244, 1986.
- [87] A. .. Aittomaki et M. Harkonen, «Modelling of zeolite/methanol adsorption heat pump process,» *Heat Recovery Systems & CHP*, 8(15), 475-482, 1988.
- [88] J. Ammann, B. Michel et P. W. Ruch, «Characterization of transport limitations in SAPO-34 adsorbent coatings for adsorption heat pumps,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 129, 18–27, 2019.

- [89] R. P. Saha, B. Choudhury, R. K. Das et A. Sur, «An overview of modelling techniques employed for performance simulation of low-grade heat operated adsorption cooling systems,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 74, 364–376, 2017.
- [90] D. Zejli, R. Benchrif, A. Bennouna et O. K. Bouhelal, «Analyse énergétique et entropique de la régénération de chaleur dans d'une machine frigorifique à adsorption,» *Revue de mécanique appliquée et théorique*, 1(14), 253- 268, 2003.
- [91] S. Hongois, Stockage de chaleur inter-saisonnier par voie thermo-chimique pour le chauffage solaire de la maison individuelle, Thèse de Doctorat ; INSA Lyon, 2011.
- [92] I. Langmuir, «The adsorption of gases on plane surfaces of glass, mica and platinum,» *J. Am Chem Soc*, 40, 1361-1403, 1918.
- [93] S. Brunauer, P. H. Emmett et E. Teller, «Adsorption of Gases in Multimolecular Layers,» *Journal of American Chemical Society*, 60(2), 309-319, 1938.
- [94] R. Zhu, B. Han, M. Lin et Y. Yu, «Experimental investigation on an adsorption system for producing chilled water,» *International Journal of Refrigeration*, 15(1), 31-34, 1992.
- [95] G. Couderc, Contribution à l'étude de l'adsorption binaire par les carbones non poreux et poreux, Thèse de Doctorat, Université de Neuchâtel, 2002.
- [96] L. Luo, Étude thermodynamique et thermique de machine à cycle inverse à adsorption, Thèse de Doctorat présentée à l'Institut National Polytechnique de Lorraine, 1991.
- [97] M. Polanyi, «Section III. Theories of the adsorption of gases. A general survey and some additional remarks. Introductory paper to section III» *Transaction of the Faraday Society*, 28, 316-333, 1932.
- [98] M. M. Dubinin, «The potential theory of adsorption of gases and vapors for adsorbents with energetically nonuniform surfaces,» *Chem. Rev.*, 60, 235- 241, 1960.
- [99] Feng-Chin W., P. Wu, R. Tseng et R. Juang, «Description of gas adsorption isotherms on activated carbons with heterogeneous micropores using the Dubinin–Astakhov equation,» *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers*, 45(4), 1757–1763, 2014.
- [100] I. Ushiki et Al., «Adsorption equilibria of volatile organic compounds on various adsorbents in supercritical carbon dioxide : Measurement and analysis by the Dubinin-Astakhov equation,» *Fluid Phase Equilibria*, 450, 58-67, 2016.
- [101] F. H. M. Azahar, S. Mitra, A. Yabushita, A. Harata, B. B. Saha et K. Thu, «Improved model for the isosteric heat of adsorption and impacts on the performance of heat pump cycles,» *Applied Thermal Engineering*, 143, 2018.
- [102] T. H. Rupam, Md. A. Islam, A. Pal et B. B. Saha, «Adsorption thermodynamics and performance indicators of selective adsorbent/refrigerant pairs,» *Applied Thermal Engineering*, 175(5), 2020.
- [103] A. Chakraborty, B. Saha et S. Koyama, «On the thermodynamic modeling of the isosteric heat of adsorption and comparison with experiments,» *Applied Physics Letters*, 89, 171901, 2006.
- [104] M. Pons et S. Szarzynski, «An adsorption cooling system with heat-regeneration: experimental and numerical study,» *Proceeding of the International Sorption Heat Pump Conference, Germany*, 625–30, 1999.
- [105] N. Douss, L. Sun et F. Meunier, «Predictive model and experimental results for a two-adsorbent solid adsorption heat pump,» *Ind Eng Chem Res*, 27(12), 310-6, 1988.
- [106] F. Meunier, «Second law analysis of adsorptive heat pump operating on cascade,» *Heat Recov Syst CHP*, 5(12), 133–41, 1985.
- [107] T. Zanife et F. Meunier, «Experimental results of a zeolite-water heat pump installed in a slaughter house,» *Heat Recovery Systems CHP*, 12(12), 131-142, 1992.
- [108] K. Leong et Y. Liu, «System performance of a combined heat and mass recovery adsorption cooling cycle : A parametric study,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 49, 2703–2711, 2006.

- [109] Z. S. Lu, R. Z. Wang, T. X. Li, L. W. Wang et C. J. Chen, «Experimental investigation of a novel multifunction heat pipe solid sorption icemaker for fishing boats using CaCl₂/activated carbon compound-ammonia,» *International Journal of Refrigeration*, 30(11), 76-85, 2007.
- [110] X. Wang, H. T. Chua et K. C. Ng, «Experimental investigation of silica gel-water adsorption chillers with and without a passive heat recovery scheme,» *International Journal of Refrigeration*, 28(15), 756-765, 2005.
- [111] C. J. Chen, R. Z. Wang, Z. Z. Xia, J. K. Kiplagat et Z. S. Lu, «Study on a compact silica gel-water adsorption chiller without vacuum valves: design and experimental study,» *Appl Energy*, 87(18), 2673-2681, 2010.
- [112] M. Beccali, P. Finocchiaro et B. Nocke, «Energy performance evaluation of a demo solar desiccant cooling system with heat recovery for the regeneration of the adsorption material,» *Renewable Energy*, 40-52, 2012.
- [113] W. Chekirou, N. Boukheit et A. Karaali, «Heat recovery process in an adsorption refrigeration machine,» *International journal of hydrogen energy*, 41, 7146-7157, 2016.
- [114] A. Akahira, A. K. C. Amanul, Y. Hamamoto, A. Akisawa et T. Kashiwagi, «Mass recovery four-bed adsorption refrigeration cycle with energy cascading,» *Appl Therm Eng*, 25(1), 1764-1778, 2005.
- [115] R. Z. Wang, «Performance improvement of adsorption cooling by heat and mass recovery operation,» *International Journal of Refrigeration*, 24, 602-611, 2001.
- [116] B. Zajackowski, «Optimizing performance of a three-bed adsorption chiller using new cycle time allocation and mass recovery,» *Appl Therm Eng*, 100, 744-52, 2016.
- [117] Q. Pan, R. Wang, N. Vorayos et T. Kiatsiriroat, «A novel adsorption heat pump cycle : Cascaded mass recovery cycle,» *International Journal of Refrigeration*, 95, 21–27, 2018.
- [118] L. Calabrese, L. Bonaccorsi, P. Bruzzaniti, E. Proverbio et A. Freni, "SAPO-34 based zeolite coatings for adsorption heat pumps", *Energy* 187, 115981, 2019.
- [119] J. Do, D. Cha, I. Park, J. Bae et J. Park, «Hydrothermal synthesis and application of adsorbent coating for adsorption chiller,» *Prog. Org. Coat.* 128, 59–68, 2019.
- [120] L. Bonaccorsi, L. Calabrese, A. Freni et E. Proverbio, «Hydrothermal and microwave synthesis of SAPO (CHA) zeolites on aluminium foams for heat pumping applications,» *Microporous Mesoporous Mater.* 167, 30-37, 2013.
- [121] U. Wittstadt, G. Fuedner, O. Andersen, R. Herrmann et F. Schmidt, «A new adsorbent composite material based on metal fiber technology and its application in adsorption heat exchangers,» *Energies* 8, 8431–8446, 2015.
- [122] B. Dawoud, «Water vaporadsorption kinetics on small and full scale zeolite coated adsorbers ; A comparison,» *Appl. Therm. Eng.* 50, 1645–1651, 2013.
- [123] U. Wittstadt, G. Fuldner, E. Laurenz, A. Warlo, A. Große, R. Herrmann, L. Schnabel et W. Mittelbach, «A novel adsorption module with fiber heat exchangers : Performance analysis based on driving temperature differences,» *Renew. Energy* 110, 154-161, 2017.
- [124] J. Ammann, B. Michel, A. Studart et P. Ruch, «Sorption rate enhancement in SAPO-34 zeolite by directed mass transfer channels,» *Int. J. Heat Mass Transf.* 130, 25-32, 2019.
- [125] D. G. Pahinkar, D. B. Boman et S. Garimella, «High Performance Microchannel Adsorption Heat Pumps,» *International Journal of Refrigeration*, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.07.020>, 2020.
- [126] Z. Shi, H. Liang, W. Yang, J. Liu, Z. Liu et Z. Qiao, «Machine learning and in silico discovery of metal-organic frameworks : Methanol as a working fluid in adsorption-driven heat pumps and chillers,» *Chemical Engineering Science* 214, <https://doi.org/10.1016/j.ces.2019.115430>, 2020.
- [127] A. Karmakar, V. Prabakaran, D. Zhao et K. J. Chua, «A review of metal-organic frameworks (MOFs) as energy-efficient desiccants for adsorption driven heat-transformation applications,» *Applied Energy* 269, 115070 <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2020.115070>, 2020.

- [128] R. Al-Dadah, S. Mahmoud, E. Elsayed, P. Youssef et F. Al-Mousawi, «Metal-organic framework materials for adsorption heat pumps,» *Energy* 190, 116356 <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116356>, 2020.
- [129] L. Zhang et L. Wang, «Effects of coupled heat and mass transfers in adsorbent on the performance of a waste heat adsorption cooling unit,» *Appl Therm Eng*, 19(12), 195-215, 1999.
- [130] G. Maggio, A. Freni et G. Restuccia, «A dynamic model of heat and mass transfer in a double-bed adsorption machine with internal heat recovery,» *International Journal of Refrigeration*, 29, 589–600, 2006.
- [131] W. Wu, H. Zhang et D. Sun, «Mathematical simulation and experimental study of a modified zeolite 13Xewater adsorption refrigeration module,» *Appl Therm Eng*, 29(14), 45-51, 2009.
- [132] A. Radu, T. Defraeye, P. Ruch, J. Carmeliet et D. Derome, «Insights from modeling dynamics of water sorption in spherical particles for adsorption heat pumps,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 105, 326–337, 2017.
- [133] H. Demir, M. Mobedi et S. Ülkü, «Effects of porosity on heat and mass transfer in a granular adsorbent bed,» *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36, 372–377, 2009.
- [134] G. G. Iis, «Influence of new adsorbents with isotherm Type V on performance of an adsorption heat pump,» *Energy*, 119, 86-93, 2017.
- [135] L. Calabrese, P. Bruzzaniti, D. Palamara, A. Freni et E. Proverbio, «New SAPO-34-SPEEK composite coatings for adsorption heat pumps : Adsorption performance and thermodynamic analysis,» *Energy* 203, 203(15), 117814, 2020.
- [136] T.-H. Eun, H.-K. Song, J. H. Han, K.-H. Lee et J.-N. Kim, «Enhancement of heat and mass transfer in silica-expanded graphite composite blocks for adsorption heat pumps. Part II. Cooling system using the composite blocks,» *International Journal of Refrigeration* 23, 74-81, 2000.
- [137] K. A. Rocky, M. A. Islam, A. Pal, S. Ghosh, K. Thu, Nasruddin et B. B. Saha, «Experimental investigation of the specific heat capacity of parent materials and composite adsorbents for adsorption heat pumps,» *Applied Thermal Engineering* 164, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114431>, 2020.
- [138] S.-H. Seol, K. Nagano et J. Togawa, «Modeling of adsorption heat pump system based on experimental estimation of heat and mass transfer coefficients,» *Applied Thermal Engineering*, 171(5), 115089, 2020.
- [139] T.-H. Eun, *International journal of refrigeration*, 23, pp. Enhancement of heat and mass transfer in Silica-expanded graphite coposite blocks for adsorption heat pumps : Part I. Characterisation of the composite blocks, 64-73, 2000.
- [140] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, T. El Rhafiki, Y. Mourad et Y. Zeraouli, «Optimal working pairs for solar adsorption cooling applications,» *Energy*, 79, 235–247. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.11.010>, 2015.
- [141] J. J. Guillemot, «Machine frigorifique à adsorption solide,» *Revue Générale du. Froid*, 83(2), 46-52, 1993.
- [142] L. Marletta, G. Maggio, A. Freni, M. Ingrassiotta et G. Restuccia, «A non-uniform temperature non-uniform pressure dynamic model of heat and mass transfer in compact adsorbent beds,» *Int J Heat Mass Transf*, 45(13), 321-330, 2002.
- [143] B. Dawoud, U. Vedder, E.-H. Amer et S. Dunne, «Non-isothermal adsorption kinetics of water vapour into a consolidated zeolite layer,» *Int J Heat Mass Transf*, 50, 2190-2199, 2007.
- [144] J. Guillemot, F. Meunier et B. Mischler, «Etude de cycles intermittents a adsorption solide pour la refrigeration solaire,» *Rev Phys Appl*, 15, 441-452, 1980.
- [145] F. Mhiri et S. E. Colli, «Etude d'un réfrigérateur solaire à adsorption solide avec le couple charbon actif-méthanol,» *Rev Gén Therm*, 35, 269-277, 1996.
- [146] M. Karagiorgas et F. Meunier, «Etude de la Relaxation d'un Réacteur à Zéolithe (Z13X-H20) pendant la Désorption Eclair Provoquée par un Echelon de Pression,» *The Chemical Engineering Journal*, 32, 171 - 192, 1986.

- [147] R. E. Critoph, «Performance limitations of adsorption cycles for solar cooling,» *Sol. Energy*, 41(11), 21-31, 1988.
- [148] G. Cacciola et G. Restuccia, «Reversible adsorption heat pump: a thermodynamic model,» *Int. J. Refrig.*, 18, 100–106, 1995.
- [149] L. Luo et M. Feidt, «Comportement transitoire d'une machine frigorifique à adsorption. Etude expérimentale du système alcool/charbon actif,» *Rev Gin Therm*, 36, 159-169, 1997.
- [150] Y. Coulibaly, P. B. Teguh, M. Diny, R. Boussehain et M. Feidt, «Comportement thermique d'un générateur à sorption solide,» *Rev. Gtn. Therm.*, 37, 818-826, 1998.
- [151] W. Zheng, W. Worek et G. Nowakowski, Effect of design and operating parameters on the performance of two-bed sorption heat pump systems, *Journal of Energy Resources Technology* 117, 67–74, 1995.
- [152] W. Zheng, W. Worek et G. Nowakowski, "Performance of multi-bed sorption heat pump systems, *International Journal of Energy Research* 20, 339–350, 1996.
- [153] A. E. Almers, Etude du transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac – application à la modélisation d'une machine frigorifique solaire, Thèse de Doctorat, Tetouan, 2002.
- [154] J. San, «Analysis of the performance of a multi-bed adsorption heat pump using a solid-side resistance model,» *Applied Thermal Engineering* 26, 2219–2227, 2006.
- [155] J.-Y. San et W.-M. Lin, Comparison among three adsorption pairs for using as the working substances in a multi-bed adsorption heat pump, *Applied Thermal Engineering* 28, 988–997, 2008.
- [156] M. M. Abd-Elhady et A. M. Hamed, «Effect of fin design parameters on the performance of a two-bed adsorption chiller,» *International Journal of Refrigeration* 113, 164–173, 2020.
- [157] F. Meunier, Thermal swing adsorption refrigeration, *Sep. Technol.*, 3, July, 143-150, 1993.
- [158] K. A. Ramzy, R. Kadoli et T. P. A. Babu, «Significance of axial heat conduction in non-isothermal adsorption process in a dessicant packed bed,» *International Journal of Thermal Sciences*, 76, 68-81, 2014.
- [159] M. Schicktanz, P. Hugenell et S. K. Henninger, «Evaluation of methanol/activated carbon for thermally driven chillers, part II : The energy balance model,» *International Journal of Refrigeration*, 35(13), 554-561, 2012.
- [160] M. Chahbani, J. Labidi et J. Paris, «Modeling of adsorption heat pumps with heat regeneration,» *Applied Thermal Engineering*, 24, 431–447, 2004.
- [161] A. Alahmer, S. Ajib et X. Wang, «Comprehensive strategies for performance improvement of adsorption air conditioning systems : a review,» *Renew. Sustain. Energy Rev.* 99, 138–158, 2019.
- [162] Y. Jianga, M. H. Bagheria, R. T. Loibla et S. N. Schiffres, «Thermodynamic limits of adsorption heat pumps : A facile method of comparing adsorption pairs,» *Applied Thermal Engineering*, 160, 113906, 2019.
- [163] B. K. Sward, M. D. LeVan et F. Meunier, «Adsorption heat pump modeling: the thermal wave process with local equilibrium,» *Applied Thermal Engineering*, 20, 759-780, 2000.
- [164] M. Tatlier et A. Erdem-Senatarlar, «Effects of metal mass on the performance of adsorption heat pumps utilizing zeolite 4A coatings synthesized on heat exchanger tubes,» *International Journal of Refrigeration* 23, 260-268, 2000.
- [165] D. Wang et J. Wu, «Influence of intermittent heat source on adsorption ice maker using waste heat,» *Energy Conversion and Management*, 46, 985–998, 2005.
- [166] A. H. Poshtiri et A. Jafari, "24-hour cooling of a building by a PCM-integrated adsorption system," *International Journal of Refrigeration* 79, 57-75, 2017.
- [167] A. Franco et F. Fantozzi, «Experimental analysis of a self consumption strategy for residential building: The integration of PV system and geothermal heat pump,» *Renewable Energy* 86, 1075-1085, 2016.

- [168] D. Wang, Z. Xia et J. Wu, «Design and performance prediction of a novel zeolite–water adsorption air conditioner,» *Energy Conversion and Management*, 47, 590–610, 2006.
- [169] D. Wang et J. Zhang, «Design and performance prediction of an adsorption heat pump with multi-cooling tubes,» *Energy Conversion and Management*, 50, 1157–1162, 2009.
- [170] H. Niazmand et I. Dabzadeh, «Numerical simulation of heat mass transfer in adsorbent beds with annular fins,» *International Journal of Refrigeration*, 35(13), 581-593, 2012.
- [171] I. Solmus, C. Yamali, C. Yıldırım et K. Bilen, «Transient behavior of a cylindrical adsorbent bed during the adsorption process,» *Applied Energy*, 142, 115–124, 2015.
- [172] M. M. Saleh, R. Al-Dadah, S. Mahmoud, E. Elsayed et O. El-Samni, «Wire fin heat exchanger using aluminium fumarate for adsorption heat pumps,» *Applied Thermal Engineering*, 164, 114426, 2020.
- [173] M. Ghazy, «Adsorption isotherms and kinetics of activated carbon/difluoroethane adsorption pair : theory and experiments,» *International Journal of Refrigeration*, 70, 196-205, 2016.
- [174] M. A. H. Ammar, B. Benhaoua et F. Bouras, «Thermodynamic analysis and performance of an adsorption refrigeration system driven by solar collector,» *Applied Thermal Engineering*, 112, 1289-1296, 2017.
- [175] A. M., *Transmission de la chaleur*, Paris: Dunod, 1964.
- [176] S. Bawazeer, A. A. Mohamed et P. Oclon, «Natural convection in a differentially heated enclosure filled with low Prandtl number fluids with modified lattice Boltzmann method,» *International journal of heat and mass transfert*, 143, 118562, 2019.
- [177] S. Seghir-Ouali, D. Saury, S. Harmand, O. Phillipart et D. Laloy, «Convective heat transfer inside a rotating cylinder with an axial air flow,» *International journal of thermal sciences*, 45(112), 1166-1178, 2006.
- [178] A. Sochinski, D. Colombet, M. M. Munoz, F. Ayela et N. Luchier, «Flow and heat transfer around a diamond-shaped cylinder at moderate Reynolds number,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 142, 118435, 2019.
- [179] Oleg G. Martynenko et Pavel. P. Khramtsov, "Free-convective Heat Transfert : with many photographs of flows and heat exchange", Berlin: Springer-verlag, 2005.
- [180] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman et A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6 éd., John Wiley & Sons, 2011.
- [181] S. W. Churchill et H. H. S. Chu, «Correlating equations for laminar and turbulent free convection from a vertical plate,» *International Journal of heat and mass transfert*, 18(111), 1323-29, 1975.
- [182] J. A. Duffie et W. A. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*, Fourth Edition, John Wiley & Sons, 2013.
- [183] L. Evangelisti, C. Guattari et F. Asdrubali, «On the sky temperature models and their influence on buildings energy performance : A critical review,» *Energy and Buildings*, 183, 607-625, 2019.
- [184] M. M. Kowsari, H. Niazmand et M. M. Tokarev, «Bed configuration effects on the finned flat-tube adsorption heat exchanger performance: Numerical modeling and experimental validation,» *Applied Energy*, 540–554, 2018.
- [185] A. E. Fadar, A. Mimet et M. Pérez-Garcia, «Modelling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector,» *Solar Energy*, 83, 850-861, 2009.
- [186] W. Chekirou, A. Chikouche, N. Boukheit, A. Karaali et S. Phalippou, «Dynamic modelling and simulation of the tubular adsorber of a solid adsorption machine powered by solar energy,» *International Journal of Refrigeration*, 139, 137-151, 2014.
- [187] A. Asif Sha et V. Baiju, «Thermodynamic analysis and performance evaluation of activated carbon-ethanol two-bed solar adsorption cooling system,» *International Journal of Refrigeration*, 123, 81-90, 2020.
- [188] Donald G. Newnan, Eschenbach T. et Jerome P. Lavelle, "Economic analysis: ninth edition," Oxford University Press, 2004.

- [189] M.S. Sodha, Chandra R., Pathak K., Singh N.P. et N.K. Bansal, «Techno-economic analysis of typical dryers,» *Energy Conversion and Management*, 31(16), 509-513, 1991.
- [190] Audsley E. et Wheeler J., «The annual cost of machinery calculated actual cash flows,» *Journal of Agricultural Engineering Engineering Research*, 23, 189-201, 1978.
- [191] Singh Parm P., Singh S. et Dhaliwal S.S., «Multi-shelf domestic solar dryer,» *Energy Conversion and Management*, 47, 1799-1815, 2006.
- [192] Barnwal P. et Tiwari G.N., «Life cycle cost analysis of a hybrid photovoltaic/thermal greenhouse dryer,» *Open Environmental Sciences*, 39-46, 2008.
- [193] Banout J., Ehl P., Haclik J., Lojka B., Polesny Z. et Verner V, «Design and performance evaluation of a double-pass solar drier for drying of red chilli (*Capsicum annum L.*),» *Solar Energy*, 85, 506-515, 2011.
- [194] R. Smitabhindu, S. Janjai et V. Chankong, «Optimization of a solar-assisted drying system for drying bananas,» *Renewable Energy*, 33(17), 1523-1531, 2008.
- [195] M. Boonyasri, C. Lertsatitthanakorn, L. Wiset et N. Poomsaad, «Performance analysis and economic evaluation of a greenhouse dryer for pork drying,» *Engineering And Applied Science Research* , 38(14), 433-442, 2011.
- [196] S. Nabnean, S. Janjai, S. Thepa, K. Sudaprasert, R. Songprakorp et B. K. Bala, «Experimental performance of a new design of solar dryer for drying osmotically dehydrated cherry tomatoes,» *Renewable Energy*, 94, 147-156, 2016.
- [197] J. Ni, Discount rate in project analysis, Département Développement Durable et Numérique, France Stratégie, 2017.
- [198] S. Dhanushkodi, V. Wilson et K. Sudhakar, «Life cycle cost of solar biomass hybrid dryer systems for cashew drying of nuts in India,» *Environmental and Climate Technology*, 15, 22, 2016.
- [199] B. Choudhoury, P. K. Chatterjee et J. P. Sarkar, «Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, 2189-2195, 2010.
- [200] M. Ebrahimi et E. Derakhshan, «Thermo-environ-economic evaluation of a trigeneration system based on thermoelectric generator, two-bed adsorption chiller, and polymer exchange membrane fuel cell,» *Energy Conversion and Management*, 180, 269-280, 2019.
- [201] K. J. Nwamba, "The design and evaluation of a solar powered adsorption refrigerator for african conditions", Magister thesis, Academic, Department, Tshwane university of technology, 178, 2008.
- [202] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, T. E. Rhafiki et Y. Mourad, «Economic and environmental assessment of solar air-conditioning systems in Morocco,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 50, 770-781, 2015.
- [203] A. Clark, The Theory of Adsorption and Catalysis, New-York: Academic Press, 1970.

LISTE DES PUBLICATIONS

- El-Maktoume, D., Chesneau, X., Diallo, A. and Randriamanantany, Z.A. (2021) “*Study of Habitat’s Thermal Performance Equipped with an Adsorption Cooling Unit by Geothermal Heat Pump*”. Journal of Power and Energy Engineering, 9, 26-52.
<https://doi.org/10.4236/jpee.2021.98003>
- Diallo, A., Chesneau, X., Diaby, I. and El-Maktoume, D. (2021) “*Modelling of a Two-Phase Thermosyphon Loop for Passive Air-Conditioning of a House in Hot and Dry Climate Countries*”. Energy and Power Engineering, 13, 243-260.
<https://doi.org/10.4236/epe.2021.136017>
- D. El-Maktoume, X. Chesneau, A. Diallo, Simon S. and Zely Arivelo. R. “*Design and Modelling of a Cooling Unit by Adsorption Geothermal Heat Pump in a Tropical Climate Zones*”. Physical Science International Journal, 25(9): 39-54, 2021.
<https://doi.org/10.9734/PSIJ/2021/v25i930283>
- Diallo, A., Chesneau, X., Diaby, I., & El-Maktoume, D. (2022). “*Numerical Study of the Air Conditioning of a Room by a Two-phase Thermosyphon Loop Using Meteorological Data from Mamou (Guinea)*”. Physical Science International Journal, 1-20. <https://10.9734/psij/2021/v25i1130289>

ANNEXE A : Isothermes d'adsorption

Les isothermes d'adsorption présentent des formes variables et peuvent être regroupées en 5 types allant de I à V en fonction de leur allure globale. Leur détermination se fait expérimentalement en utilisant, notamment, des modèles mathématiques d'adsorption qui doivent représenter au mieux les isothermes d'adsorption, dans une plage étendue de pressions et de températures. La figure 52 montre les allures des différents types d'isothermes.

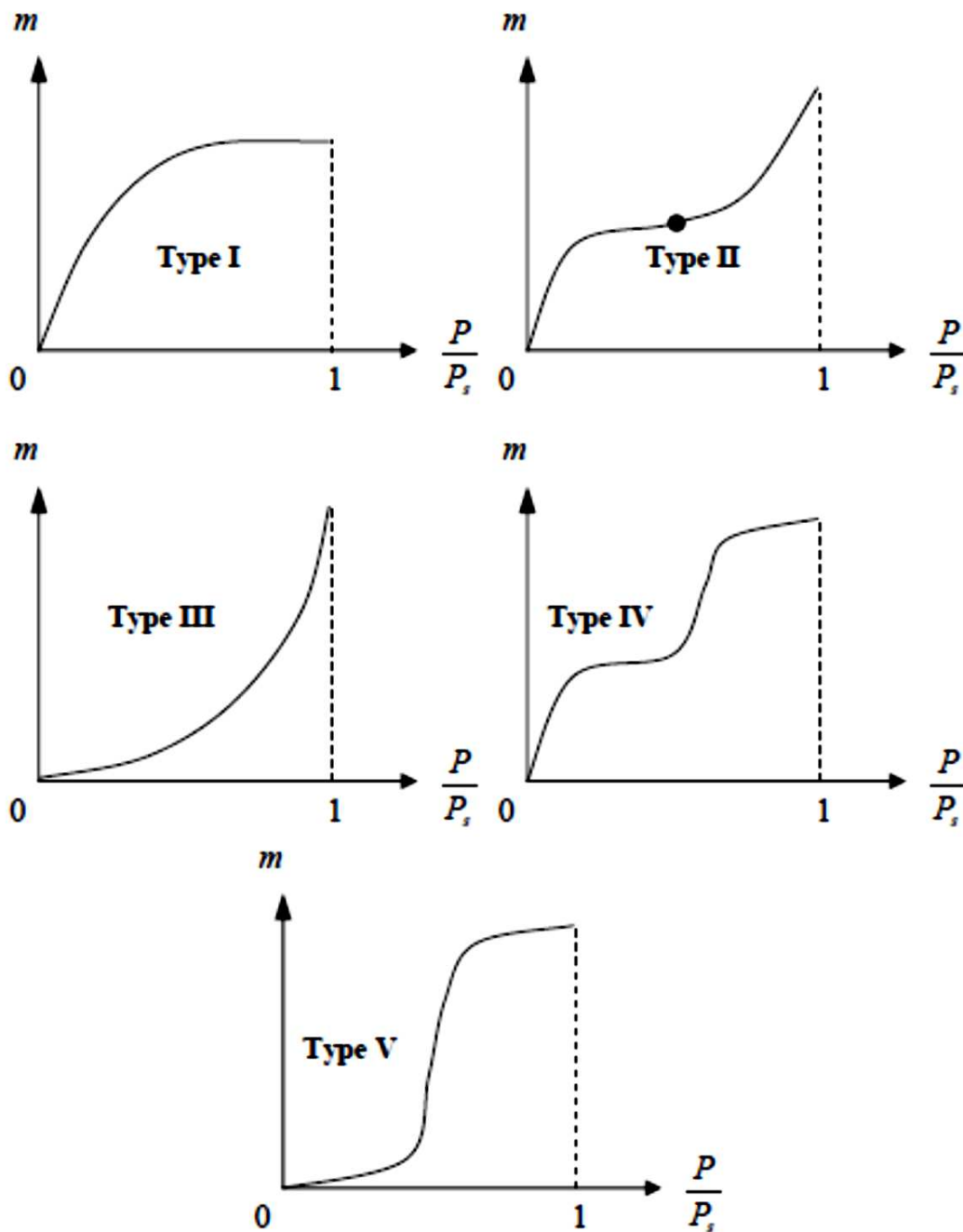


Figure 52 : Schéma des isothermes, [199]

Type I : L'isotherme de type I est la plus simple et la plus complète, elle est typique d'un adsorbant microporeux ; puisque les diamètres des micropores sont de même ordre de grandeur que les dimensions d'une molécule de gaz où les pores se remplissent même aux faibles pressions. Elle fournit une bonne estimation du volume total de micropores du solide et elle représente le cas d'une adsorption en couche mono-moléculaire d'adsorbat, [81]. Cet isotherme aussi traduit une interaction relativement forte entre l'adsorbat et l'adsorbant, elle est entièrement réversible surtout le domaine de pression, [95]. Il est souvent associé à la théorie de Langmuir qui représente les cas d'adsorption mono-moléculaire.

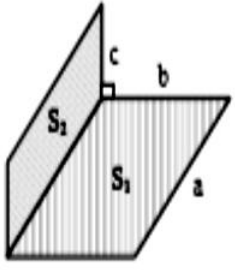
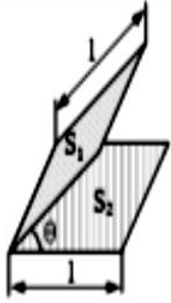
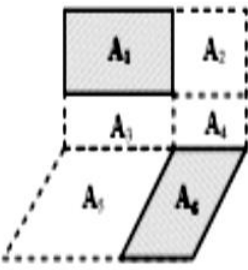
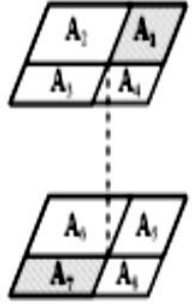
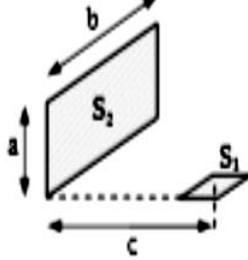
Type II : C'est l'isotherme la plus fréquemment rencontrée, quand l'adsorption se produit sur des surfaces non microporeuses [62] ou ayant des macropores (diamètre supérieur à 500 Å environ. Elle est caractéristique d'une supériorité de l'attraction par l'adsorbant vis-à-vis des attractions intermoléculaires de l'adsorbat.

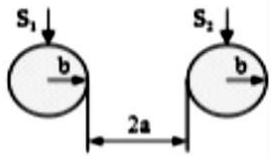
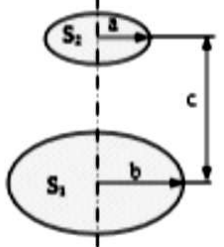
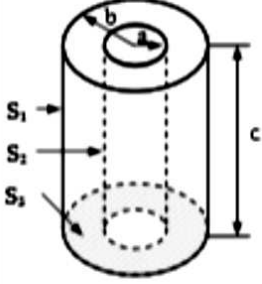
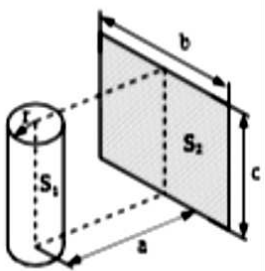
Type III : Ce type est relativement rare, il représente le cas où l'interaction adsorbant/adsorbat est faible par rapport aux interactions adsorbant/adsorbant, mais suffisante pour accroître la tendance des molécules à s'accumuler à la surface de l'adsorbant, [81]. Un tel comportement indique que la surface du solide n'est pas homogène, et que l'adsorption s'effectue sur des sites préférentiels. Cette isotherme est caractérisée par une énergie d'adsorption égale au minimum de l'énergie de liquéfaction du gaz. Généralement, les isothermes **I**, **II** et **III** sont réversibles où la désorption suit la même courbe que l'adsorption.

Type IV et V : Les isothermes de type IV et V leurs parties initiales sont analogues à celles des types II et III, respectivement. Elles sont caractérisées par des interactions adsorbant/adsorbant respectivement, fortes et faibles, mais les parties supérieures sont caractérisées par l'existence des pores et des capillaires dans l'adsorbant qui se remplissent à une pression plus faible que la tension de vapeur saturante à la température considérée, [81].

ANNEXE B : Facteurs de forme géométriques

Configuration	Schéma	Valeur du facteur de forme
Surface élémentaire parallèle à un plan rectangulaire		$F_{1-2} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{B}{\sqrt{1+B^2}} \tan^{-1} \frac{C}{\sqrt{1+B^2}} + \frac{C}{\sqrt{1+C^2}} \tan^{-1} \frac{B}{\sqrt{1+C^2}} \right]$ $B = \frac{b}{a}, \quad C = \frac{c}{a}$
Source linéaire parallèle à un plan rectangulaire		$F_{1-2} = \frac{1}{\pi B} \left[\sqrt{1+B^2} \tan^{-1} \left(\frac{C}{\sqrt{1+B^2}} \right) - \tan^{-1}(C) + \frac{BC}{\sqrt{1+C^2}} \tan^{-1} \left(\frac{B}{\sqrt{1+C^2}} \right) \right]$ $B = \frac{b}{a}, \quad C = \frac{c}{a}$
Source linéaire parallèle et plan rectangulaire se coupant avec un angle φ		$F_{1-2} = \frac{1}{\pi} \left[\tan^{-1} B + \frac{\sin^2 \varphi}{2B} \ln \left[\frac{B^2 + X^2}{1+B^2} \right] - \frac{\sin 2\varphi}{2B} \left[\frac{\pi}{2} - \varphi + \tan^{-1} \left(\frac{C - \cos \varphi}{\sin \varphi} \right) \right] + \frac{Y}{B} \left[\tan^{-1} \left(\frac{C - \cos \varphi}{Y} \right) + \tan^{-1} \left(\frac{\cos \varphi}{Y} \right) \right] \times \cos \varphi + \frac{C \cos \varphi - 1}{X} \tan^{-1} \left(\frac{B}{X} \right) \right]$ $B = \frac{b}{a}, \quad C = \frac{c}{a}, \quad X = \sqrt{C^2 - 2C \cos \varphi + 1}, \quad Y = \sqrt{B^2 + \sin^2 \varphi}$
Deux plans parallèles rectangulaires de même aire		$F_{1-2} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{1}{BC} \ln \left(\frac{XY}{X+Y-1} \right) + \frac{2\sqrt{X}}{B} \tan^{-1} \left(\frac{C}{\sqrt{X}} \right) + \frac{2\sqrt{Y}}{C} \tan^{-1} \left(\frac{B}{\sqrt{Y}} \right) - \frac{2}{C} \tan^{-1}(B) - \frac{2}{B} \tan^{-1}(C) \right]$ $B = \frac{b}{a}, \quad C = \frac{c}{a}, \quad X = 1+B^2, \quad Y = 1+C^2$
Deux bandes parallèles infinies de largeurs différentes		$F_{1-2} = \frac{1}{2B} \left[\sqrt{(B+C)^2 + 4} - \sqrt{(C-B)^2 + 4} \right]$ $F_{2-1} = \frac{1}{2C} \left[\sqrt{(B+C)^2 + 4} - \sqrt{(B-C)^2 + 4} \right]$ $F_{1-2} = F_{2-1} = \frac{1}{B} \left[\sqrt{B^2 + 1} - 1 \right] \quad \text{si } b = c$ $B = \frac{b}{a}, \quad C = \frac{c}{a}$

Configuration	Schéma	Valeur du facteur de forme
Deux plans rectangulaires perpendiculaires ayant un côté commun		$F_{1-2} = \frac{1}{\pi B} \left[\frac{1}{4} \ln \left[\frac{\left(\frac{1+B^2}{1+B^2+C^2} \right) \left[\frac{B^2(1+B^2+C^2)}{1+B^2} \right]^{B^2}}{\left(\frac{C^2(1+B^2+C^2)}{1+C^2} \right) \left[\frac{B^2(1+B^2+C^2)}{B^2+C^2} \right]} \right] + B \tan^{-1} \frac{1}{B} + C \tan^{-1} \frac{1}{C} - \sqrt{B^2+C^2} \tan^{-1} \left(\frac{1}{B^2+C^2} \right) \right]$ $B = \frac{b}{a}, C = \frac{c}{a}; F_{1-2} = \frac{1}{2} \left[1 + \frac{c}{b} - \sqrt{1 + \left(\frac{c}{b} \right)^2} \right] \text{ si } a \rightarrow \infty$
Deux plans identiques ayant un côté commun		$F_{1-2} = F_{2-1} = 1 - \sin \frac{\theta}{2}$
Deux rectangles perpendiculaires		$F_{1-6} = \frac{A_6}{A_1} \left\{ \frac{1}{2 A_6} \left[(A_1 + A_2 + A_3 + A_4) F_{1234-56} - A_6 F_{6-24} \right] - A_5 F_{5-13} \right. \\ \left. - \frac{1}{2 A_6} \left[(A_3 + A_4) F_{34-56} - A_6 F_{6-4} - A_5 F_{5-3} \right] \right\}$
Deux rectangles parallèles		$F_{1-7} = \frac{1}{4 A_1} \left(A_{1234} F_{1234-5678} + A_1 F_{1-5} + A_2 F_{2-6} + A_3 F_{3-7} + A_4 F_{4-8} \right) - \frac{1}{4 A_1} \left(A_{12} F_{12-56} + A_{14} F_{14-58} + A_{34} F_{34-78} + A_{23} F_{23-67} \right)$
Surface élémentaire perpendiculaire à une surface		

Configuration	Schéma	Valeur du facteur de forme
Deux cylindres infinis à axes parallèles		$X = 1 + \frac{a}{b}$ $F_{1-2} = \frac{2}{\pi} \left[\sqrt{X^2 - 1} - X + \frac{\pi}{2} - \cos^{-1} \left(\frac{1}{X} \right) \right]$
Deux disques parallèles		$F_{1-2} = \frac{1}{2} \left[Z - \sqrt{Z^2 - 4X^2 Y^2} \right]$ $X = \frac{a}{c} ; Y = \frac{c}{b} ; Z = 1 + (1 + X^2) Y^2$
Deux cylindres finis coaxiaux		$X = \frac{b}{a} ; Y = \frac{c}{a} ; A = Y^2 + X^2 - 1 ; B = Y^2 - X^2 + 1$ $F_{1-2} = \frac{1}{X} - \frac{1}{\pi X} \left[\cos^{-1} \left(\frac{B}{A} \right) - \frac{1}{2Y} \left(\sqrt{(A+2)^2 - (2X)^2} \cos^{-1} \left(\frac{B}{XA} \right) \right) \right. \\ \left. + B \sin^{-1} \left(\frac{1}{X} \right) - \frac{\pi A}{2} \right]$ $F_{1-1} = 1 - \frac{1}{X} + \frac{2}{\pi X} \tan^{-1} \left(\frac{2\sqrt{X^2 - 1}}{Y} \right) -$ $\frac{Y}{2\pi X} \left[\frac{\sqrt{4X^2 + Y^2}}{Y} \sin^{-1} \left(\frac{4(X^2 - 1) + \frac{Y^2}{X^2}(X^2 - 2)}{Y^2 + 4(X^2 - 1)} \right) \right. \\ \left. - \sin^{-1} \left(\frac{X^2 - 2}{X^2} \right) + \frac{\pi}{2} \left(\frac{\sqrt{4X^2 + Y^2}}{Y} - 1 \right) \right]$ $F_{1-3} = \frac{1}{2} (1 - F_{1-2} - F_{1-1})$
Un plan rectangulaire et un cylindre à axe situé dans le plan médian au rectangle		$F_{1-2} = \frac{2}{Y} \int_0^{Y/2} \left[\frac{X}{X^2 + \beta^2} - \frac{X}{\pi(X^2 + \beta^2)} \left(\cos^{-1} \left(\frac{W}{V} \right) - \frac{1}{2Z} \left[\sqrt{V^2 + 4Z} \right] \right) \right. \\ \left. \times \cos^{-1} \left(\frac{W}{V \sqrt{X^2 + \beta^2}} \right) + W \sin^{-1} \left(\frac{1}{\sqrt{X^2 + \beta^2}} \right) - \frac{\pi V}{2} \right] d\beta$ $X = \frac{a}{r}, Y = \frac{b}{r}, Z = \frac{c}{r}, V = X^2 + Z^2 + \beta^2 - 1, W = Z^2 - X^2 - \beta^2 + 1$

ANNEXE C : Modélisation du flux solaire

1. Modélisation mathématique

1.1. Modélisation des paramètres géographiques et astronomiques

1.1.1. Coordonnées géographiques

Le repérage d'un point sur la terre se fait grâce à la connaissance des coordonnées angulaires spécifiques au lieu : la longitude et la latitude. La longitude d'un lieu λ correspond à l'angle que fait le plan méridien passant par ce lieu avec le plan méridien origine 0° passant par l'observatoire de Greenwich. Par convention, on affecte du signe (+) les méridiens situés à l'est de ce méridien, et du signe (-) les méridiens situés à l'ouest. Quant à la latitude ϕ d'un lieu, elle correspond à l'angle avec le plan équatorial, que fait le rayon joignant le centre de la terre à ce lieu. L'équateur terrestre est donc caractérisé par une latitude égale à 0° , le pôle nord par la latitude $+90^\circ$ et le pôle sud par la latitude -90° . Cette convention de signe affecte le signe (+) à tous les lieux de l'hémisphère nord et le signe (-) à tous les lieux de l'hémisphère sud.

1.1.2. Equation du temps

L'équation du temps E_t est la différence entre le midi solaire et le midi local. En effet, le midi solaire est le moment où le soleil est à sa hauteur maximale. A ce moment-là, il se positionne dans la direction Nord ou Sud selon qu'on se trouve dans l'hémisphère Nord ou Sud. L'équation du temps varie en fonction du jour et de la longitude et est donnée par l'expression :

$$E_t = 9.87 \times \sin\left(720 \times \left(\frac{J - 81}{365}\right)\right) - 7.53 \times \cos\left(360 \times \left(\frac{J - 81}{365}\right)\right) - 1.5 \times \sin\left(360 \times \left(\frac{J - 81}{365}\right)\right)$$

J : numéro du jour de l'an

1.1.3. Angle horaire

L'angle horaire ω noté AH est la mesure de l'arc de trajectoire solaire compris entre le soleil et le plan méridien du lieu. Il est déterminé par la rotation diurne de la terre autour de son axe. Exprimé en $^\circ$ d'angle, son expression est la suivante :

$$\omega = 15 \times (TSV - 12)$$

TSV : Temps solaire vrai exprimé en heure.

1.1.4. Temps solaire vrai

Il s'agit du temps solaire local corrigé de l'équation du temps, donnée astronomique universelle liée à l'excentricité de l'orbite de la terre autour du soleil :

$$TSV = TL - DEH + \left(\frac{E_t}{60}\right) + \left(\frac{\lambda}{15}\right)$$

TL : temps local en heure

DEH : Décalage horaire. Pour les Comores, $DEH = 3$.

λ : Longitude du lieu en degré décimal

1.1.5. Déclinaison solaire

La déclinaison solaire δ est l'angle que fait la direction du soleil avec le plan équatorial de la terre. Elle varie de $-23^\circ 27'$ au solstice d'hiver à $+23^\circ 27'$ au solstice d'été. Son expression, obtenue grâce à la formule de Desmond Fletcher, est exprimée en degré ainsi :

$$\delta = 23.45^\circ \times \sin\left(\frac{2\pi}{365} \times (J - 284)\right)$$

Elle s'annule aux équinoxes de printemps et d'automne (21 mars et 21 septembre), maximale au solstice d'été (21 juin) et minimal au solstice d'hiver (21 décembre).

1.1.6. Hauteur du soleil

C'est l'angle h formé par le plan horizontal au lieu d'observation et la direction du soleil. Cette hauteur durant le jour peut varier de 0 (soleil à l'horizon) à 90 (soleil au zénith). Elle est exprimés par la relation sinusoïdale suivante :

$$\sin(h) = \sin(\varphi) \times \sin(\delta) + \cos(\varphi) \times \cos(\delta) \times \cos(\omega)$$

φ : Latitude du lieu en degré décimale

1.1.7. Azimut du soleil

Il s'agit de l'angle a compris entre le méridien du lieu d'observation et le plan vertical passant par le soleil. La connaissance de l'azimut est indispensable pour le calcul de l'angle

d'incidence des rayons sur une surface non horizontale. L'azimut est relié à l'angle horaire, la hauteur du soleil et de la déclinaison solaire par la relation :

$$\sin(a) = \frac{\cos(\delta) \times \sin(\omega)}{\cos(h)}$$

1.1.8. Heure du lever et du coucher du soleil

A partir de la Hauteur du soleil, on peut déduire les heures du lever et du coucher du soleil. Rappelons qu'à midi vrai, $h = 0$ et que h varie de 15° par heure (il est négatif le matin et positif le soir). En partant de $h = 0$, on trouve :

$$\sin(0) = \sin(\varphi) \times \sin(\delta) + \cos(\varphi) \times \cos(\delta) \times \cos(\omega_0)$$

$$\Rightarrow \sin(\varphi) \times \sin(\delta) + \cos(\varphi) \times \cos(\delta) \times \cos(\omega_0) = 0$$

$$\Rightarrow \cos(\varphi) \times \cos(\delta) \times \cos(\omega_0) = -\sin(\varphi) \times \sin(\delta)$$

$$\Rightarrow \cos(\omega_0) = -\frac{\sin(\varphi) \times \sin(\delta)}{\cos(\varphi) \times \cos(\delta)}$$

$$\Rightarrow \cos(\omega_0) = -\tan(\varphi) \times \tan(\delta)$$

La fonction cosinus étant paire, les angles horaires de lever et de coucher du soleil sont parfaitement symétriques par rapport au midi vrai défini par $h = 0$.

$$\begin{cases} H_{lever} = -\text{Arccos}(-\tan(\varphi) \times \tan(\delta)) \\ H_{coucher} = \text{Arccos}(-\tan(\varphi) \times \tan(\delta)) \end{cases}$$

Mais à cause de l'équation du temps, les heures réelles de lever et de coucher du soleil doivent être décalées d'une quantité de E_t , telle que définie par l'équation :

$$\begin{cases} H_{lever} = 12 - \text{Arccos}(-\tan(\varphi) \times \tan(\delta)) \times \frac{12}{\pi} + \frac{E_t}{60} \\ H_{coucher} = 12 + \text{Arccos}(-\tan(\varphi) \times \tan(\delta)) \times \frac{12}{\pi} + \frac{E_t}{60} \end{cases}$$

La durée astronomique du jour s'obtient tout aussi en faisant :

$$D_0 = \frac{2}{15} \times \text{Arccos}(-\tan(\varphi) \times \tan(\delta))$$

1.2. Modélisation du flux solaire incident sur un plan quelconque

1.2.1. Angle d'incidence

Pour estimer le flux reçu par un plan quelconque, il est crucial de déterminer l'angle θ entre un rayon arrivant directement du soleil et la normale au plan. L'orientation du plan est définie par :

- Son inclinaison β : c'est l'angle que fait le plan avec l'horizontal
- Son azimut γ : c'est l'angle que fait la normale à la surface du plan et le méridien.

L'angle d'incidence θ est l'angle que fait la direction du soleil et la normale du plan. Il est déterminé par la connaissance des cosinus directeurs du flux incident et la normale. En coordonnées horaires, on a :

$$\cos(\theta) = k_1 + k_2 + k_3 + k_4 + k_5$$

où les termes $(k_i)_{1 \leq i \leq 5}$ ont comme expressions :

$$k_1 = \sin(\delta) \cdot \sin(\phi) \cdot \cos(\beta)$$

$$k_2 = -\sin(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma)$$

$$k_3 = \cos(\delta) \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\beta) \cdot \cos(\omega)$$

$$k_4 = \cos(\delta) \cdot \sin(\phi) \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\gamma) \cdot \cos(\omega)$$

$$k_5 = \cos(\delta) \cdot \sin(\beta) \cdot \sin(\gamma) \cdot \sin(\omega)$$

Dans le cas de notre étude, nous avons rapporté dans le tableau suivant les valeurs correspondantes aux termes $(k_i)_{1 \leq i \leq 5}$ pour toutes les parois exposées au flux solaire.

Tableau 9 : Valeurs des termes $(k_i)_{1 \leq i \leq 5}$ pour toutes les parois extérieures de l'habitat

Orientation de la paroi	Indices d'orientation	Valeurs de $(k_i)_{1 \leq i \leq 5}$
Toiture Sud	$\gamma = 0^\circ$	$k_1 = \sin(\delta) \sin(\phi) \cos(\beta) ; k_2 = 0.0$ $k_3 = \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(\beta) \cos(\omega) ;$ $k_4 = 0.0 ; k_5 = \cos(\delta) \sin(\beta) \sin(\omega)$

Toiture Nord	$\gamma = 180^\circ$	$k_1 = \sin(\delta) \sin(\phi) \cos(\beta) ; k_2 = 0.0 ;$ $k_3 = \cos(\delta) \cos(\phi) \cos(\beta) \cos(\omega) ;$ $k_4 = 0.0 ; k_5 = -\cos(\delta) \sin(\beta) \sin(\omega)$
Habitat Sud	$\beta = 90^\circ$ $\gamma = 0^\circ$	$k_1 = 0.0 ; k_2 = -\sin(\delta) \cos(\phi) ; k_3 = 0.0 ;$ $k_4 = \cos(\delta) \sin(\phi) \cos(\omega) ; k_5 = 0.0$
Habitat Nord	$\beta = 90^\circ$ $\gamma = 180^\circ$	$k_1 = 0.0 ; k_2 = \sin(\delta) \cos(\phi) ; k_3 = 0.0 ;$ $k_4 = -\cos(\delta) \sin(\phi) \cos(\omega) ; k_5 = 0.0$
Habitat Est	$\beta = 90^\circ$ $\gamma = 90^\circ$	$k_1 = 0.0 ; k_2 = 0.0 ; k_3 = 0.0 ; k_4 = 0.0 ;$ $k_5 = \cos(\delta) \sin(\omega)$
Habitat Ouest	$\beta = 90^\circ$ $\gamma = 270^\circ$	$k_1 = 0.0 ; k_2 = 0.0 ; k_3 = 0.0 ; k_4 = 0.0 ;$ $k_5 = -\cos(\delta) \sin(\omega)$

1.2.2. Quantité du flux solaire sur un plan horizontal

Le flux global G_H reçu par un plan horizontal se décompose en deux termes :

- Le flux direct I_H qui est l'éclairement corrigé des phénomènes atmosphériques ;
- Le flux diffus D_H en provenance de toute la voute céleste.

$$G_H = I \times \sin(h) + D_H = I_H + D_H$$

Le flux diffus D_H par une surface horizontale se calcule grâce à l'expression :

$$D_H = 120 \times \Gamma \times \text{Exp}\left(-\frac{1}{0.4511 + \sin(h)}\right)$$

où Γ est le facteur trouble du ciel exprimé par la relation :

$$\Gamma = 0.796 - 0.01 \times \sin\left(\frac{360}{365} \times (J + 284)\right)$$

1.2.3. Quantité du flux solaire sur un plan incliné

Le flux global G_I reçu par un plan incliné se décompose en trois termes :

- Le flux direct I_I correspondant à l'éclairement corrigé des phénomènes atmosphériques ;

- Le flux diffus D_I en provenance de toute la voute céleste ;
- Le flux réfléchi R_I qui correspond au rayonnement réfléchi par le sol environnant.

$$G_I = I_I + D_I + R_I$$

Le flux direct I_I dépend de la hauteur du soleil et de l'état du ciel, il est calculé par l'expression :

$$I_I = I_H \times R_b$$

$R_b \geq 0$ est un facteur géométrique qui représente l'angle d'incidence du flux solaire sur la paroi inclinée par rapport à l'horizontale et le cosinus de l'angle zénithal $\cos \theta_z$ qui vaut :

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} = \frac{\cos \theta}{\sin(h)}$$

Le flux diffus D_I en provenance de toute la voute céleste est un paramètre qui dépend de l'état de clarté du ciel et de la position du soleil dans le ciel. En considérant que l'atmosphère au-dessus de la surface est isotrope (pas de direction privilégiée du flux diffus), le flux solaire diffus reçu par une surface quelconque est donné par la relation :

$$D_I = D_H \times \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right)$$

Le flux réfléchi R_I qui correspond au rayonnement réfléchi par le sol environnant est donné par la relation suivante :

$$R_I = G_H \times \rho \times \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right)$$

ρ : coefficient de réflexion du sol ou albédo qui varie selon la nature du sol et dont la valeur moyenne est estimée égale à 0.25. Ainsi :

$$G_I = I_H \times R_b + D_H \times \left(\frac{1 + \cos(\beta)}{2} \right) + G_H \times \rho \times \left(\frac{1 - \cos(\beta)}{2} \right)$$

Pour une paroi verticale $\beta = 90^\circ$, le flux solaire G_V qui arrive sur la paroi est réduit à l'expression :

$$G_V = I_H \times R_b + \frac{1}{2}(D_H + G_H \times \rho)$$

Tableau 10 : Journées types

Mois	Numéro du mois	Jour moyen	Jour de l'année
Janvier	1	17	17
Février	2	16	47
Mars	3	16	75
Avril	4	15	105
Mai	5	15	135
Juin	6	11	162
Juillet	7	17	198
Aout	8	16	228
Septembre	9	15	258
Octobre	10	15	288
Novembre	11	14	318
Décembre	12	10	344

Tableau 11 : Données météorologiques sur la période (2009-2019)

Mois	Jour moyen	Jour de l'année	T_{moy} maxi	T_{moy} mini	Vent
Janvier	17	17	31.89	24.28	4.24
Février	16	47	31.80	24.89	3.69
Mars	16	75	31.86	24.36	2.89
Avril	15	105	31.74	24.35	3.47
Mai	15	135	31.74	23.0	3.80
Juin	11	162	30.33	22.26	4.85
Juillet	17	198	30.38	20.63	4.08
Aout	16	228	29.66	20.88	4.13
Septembre	15	258	29.76	21.64	3.22

Modélisation d'un habitat équipé d'une unité de climatisation par adsorption alimentée par une pompe à chaleur géothermique

Octobre	15	288	30.97	22.73	4.23
Novembre	14	318	32.76	25.46	5.11
Décembre	10	344	31.70	24.47	2.78

Annexe D : Coefficients des matrices

Pour l'unité de climatisation, le système d'équations est résolu à l'aide de l'algorithme de THOMAS. Les coefficients des matrices A et B sont respectivement exprimés par $a_{i,j}$ et b_i comme suit :

$$a_{11} = 1$$

$$a_{12} = -h_{f,ci}^{cv}$$

$$b_1 = -h_{f,ci}^{cv} T_f^t - \frac{m_f C p_f (T_f^t - T_f^{t+\Delta t})}{\Delta t \cdot S_{ci}}$$

$$a_{21} = 0$$

$$a_{22} = \frac{m_c C p_c}{\Delta t \cdot S_{ci}} + h_{ce,ci}^c + h_{f,ci}^{cv}$$

$$a_{23} = -h_{ce,ci}^c$$

$$b_2 = \frac{m_c C p_c T_{ci}^t}{\Delta t \cdot S_{ci}} + h_{f,ci}^{cv} T_f^t$$

$$a_{32} = -h_{ce,ci}^c$$

$$a_{33} = \frac{m_c C p_c}{\Delta t \cdot S_{ce}} + h_{ce,ci}^c + h_{ce,m}$$

$$a_{34} = -h_{ce,m}$$

$$b_3 = \frac{m_c C p_c T_{ce}^t}{\Delta t \cdot S_{ce}}$$

$$a_{64} = -h_{pi,m}$$

$$a_{66} = \frac{m_p C p_p}{\Delta t \cdot S_{pi}} + h_{pe,pi}^c + h_{pi,m}$$

$$a_{67} = -h_{pe,pi}^c$$

$$b_6 = \frac{m_p C p_p T_{pi}^t}{\Delta t \cdot S_{pi}}$$

$$a_{76} = -h_{pe,pi}^c$$

$$a_{77} = \frac{m_p C p_p}{\Delta t \cdot S_{pe}} + h_{pe,ciel}^r + h_{pe,sol}^r + h_{pe,amb}^{cv} + h_{pe,pi}^c$$

$$b_7 = \frac{m_p C p_p T_{pe}^t}{\Delta t \cdot S_{pe}} + h_{pe,ciel}^r T_{ciel} + h_{pe,sol}^r T_{sol} + h_{pe,amb}^{cv} T_{amb}$$

Lors du chauffage/désorption :

$$a_{43} = -S_{ce} h_{ce,m}$$

$$a_{44} = \frac{m_m C p_m}{\Delta t} + S_{pi} h_{pi,m} + S_{ce} h_{ce,m} - \delta m_z C p_e \frac{\Delta m_e^{des}}{\Delta t}$$

$$a_{45} = m_z C p_e \frac{\Delta m_e^{des}}{\Delta t}$$

$$a_{46} = -S_{pi} h_{pi,m}$$

$$b_4 = \frac{m_m C p_m T_m^t}{\Delta t} + \delta \left(\Delta H_{des} m_z \frac{\Delta m_e^{des}}{\Delta t} \right)$$

$$a_{54} = -m_z C p_e \frac{\Delta m_e^{des}}{\Delta t}$$

$$a_{55} = [m_{cd} C p_{cd} + m_e(t) C p_e] + m_z C p_e \frac{\Delta m_e^{des}}{\Delta t} + h_{cd,amb}^{cv} S_{cd} + h_{cd,ciel}^r S_{cd} + h_{cd,sol}^r S_{cd}$$

$$b_5 = [m_{cd} C p_{cd} + m_e(t) C p_e] \frac{T_{cd}^t}{\Delta t} + m_z L_c(P_{cd}) \frac{\Delta m_e^{des}}{\Delta t} + h_{cd,amb}^{cv} S_{cd} T_{amb} \\ + h_{cd,ciel}^r S_{cd} T_{ciel} + h_{cd,sol}^r S_{cd} T_{sol}$$

Lors du refroidissement/adsorption :

$$a_{43} = -S_{ce} h_{ce,m}$$

$$a_{44} = \frac{m_m C p_m}{\Delta t} + S_{pi} h_{pi,m} + S_{ce} h_{ce,m} + \delta m_z C p_e \frac{\Delta m_e^{ads}}{\Delta t}$$

$$a_{45} = m_z C p_e \frac{\Delta m_e^{ads}}{\Delta t}$$

$$a_{46} = -S_{pi} h_{pi,m}$$

$$b_4 = \frac{m_m C p_m T_m^t}{\Delta t} + \delta \left(\Delta H_{ads} m_z \frac{\Delta m^{ads}}{\Delta t} \right)$$

$$a_{54} = -m_z C p_e \frac{\Delta m_e^{ads}}{\Delta t}$$

$$a_{55} = [m_{ev} C p_{ev} + (m_e(t) - \Delta m. m_z) C p_e] + m_z C p_e \frac{\Delta m_e^{des}}{\Delta t} + h^{cv}_{ev,hair} S_{ev}$$

$$b_5 = [m_{cd} C p_{cd} + (m_e(t) - \Delta m. m_z) C p_e] \frac{T_{ev}^t}{\Delta t} - m_z L_v(P_{ev}) \frac{\Delta m_e^{ads}}{\Delta t} + h^{cv}_{ev,hair} S_{ev} T_{airh}$$

Pour l'habitat, le système d'équations est résolu à l'aide de l'algorithme de GAUSS. Les coefficients des matrices A et B sont alors respectivement exprimés par $a_{i,j}$ et b_i comme suit :

$$a_{1,1} = h^r_{tsex,ciel} + h^r_{tsex,sol} + h^{cv}_{tsex,amb} + h^c_{tsex,tsin} + \frac{m_{ts} C p_{ts}}{\Delta t. S_{ts}}$$

$$a_{1,2} = -h^c_{tsex,tsin}$$

$$b_1 = (\alpha_t \varphi_{gits}) + h^r_{tsex,ciel}(T_{ciel}) + h^r_{tsex,sol}(T_{sol}) + h^{cv}_{tsex,amb}(T_{amb}) + \frac{m_{ts} C p_{ts} T_{tsex}^t}{S_{ts} \Delta t}$$

$$a_{2,1} = -h^c_{tsex,tsin}$$

$$a_{2,2} = h^{cv}_{tsin,tair} + h^c_{tsex,tsin} + h^r_{tsin,tnin} + h^r_{pls,tsin} + h^r_{tsin,tein} + h^r_{toin,tsin} + \frac{m_{ts} C p_{ts}}{S_{ts}}$$

$$a_{2,4} = -h^r_{tsin,tnin}$$

$$a_{2,6} = -h^r_{toin,tsin}$$

$$a_{2,8} = -h^r_{tsin,tein}$$

$$a_{2,9} = -h^{cv}_{tsin,tair}$$

$$a_{2,10} = -h^r_{pls,tsin}$$

$$b_2 = \frac{m_{ts} C p_{ts} T_{tsin}^t}{S_{ts} \Delta t}$$

$$a_{3,3} = h^r_{tnex,ciel} + h^r_{tnex,sol} + h^{cv}_{tnex,amb} + h^c_{tnex,tnin} + \frac{m_{tn} C p_{tn}}{\Delta t. S_{tn}}$$

$$a_{3,4} = -h_{tnex,tnin}^c$$

$$b_3 = (\alpha_t \varphi_{gitn}) + h_{tnex,ciel}^r(T_{ciel}) + h_{tnex,sol}^r(T_{sol}) + h_{tnex,amb}^{cv}(T_{amb}) + \frac{m_{tn} C p_{tn} T_{tnex}^t}{S_{tn} \Delta t}$$

$$a_{4,2} = -h_{tsin,tnin}^r$$

$$a_{4,3} = -h_{tnex,tnin}^c$$

$$a_{4,4} = h_{tnin,tair}^{cv} + h_{tnex,tnin}^c + h_{tsin,tnin}^r + h_{plsup,tnin}^r + h_{tnin,tein}^r + h_{toin,tnin}^r + \frac{m_{tn} C p_{tn}}{\Delta t \cdot S_{tn}}$$

$$a_{4,6} = -h_{toin,tnin}^r$$

$$a_{4,8} = -h_{tnin,tein}^r$$

$$a_{4,9} = -h_{tnin,tair}^{cv}$$

$$a_{4,10} = -h_{plsup,tnin}^r$$

$$b_4 = \frac{m_{tn} C p_{tn} T_{tnin}^t}{S_{tn} \Delta t}$$

$$a_{5,5} = h_{toex,ciel}^r + h_{toex,sol}^r + h_{toex,amb}^{cv} + h_{toex,toin}^c + \frac{m_{to} C p_m}{\Delta t \cdot S_{to}}$$

$$a_{5,6} = -h_{toex,toin}^c$$

$$b_5 = (\alpha_m \varphi_{gio}) + h_{toex,ciel}^r(T_{ciel}) + h_{toex,sol}^r(T_{sol}) + h_{toex,amb}^{cv}(T_{amb}) + \frac{m_{to} C p_m T_{toex}^t}{S_{to} \Delta t}$$

$$a_{6,2} = -h_{toin,tsin}^r$$

$$a_{6,4} = -h_{toin,tnin}^r$$

$$a_{6,5} = -h_{toex,toin}^c$$

$$a_{6,6} = h_{toin,tair}^{cv} + h_{toex,toin}^c + h_{toin,tnin}^r + h_{plsup,toin}^r + h_{toin,tein}^r + h_{toin,tsin}^r + \frac{m_{to} C p_m}{\Delta t \cdot S_{to}}$$

$$a_{6,8} = -h_{toin,tein}^r$$

$$a_{6,9} = -h_{toin,tair}^{cv}$$

$$a_{6,10} = -h_{plsup,toin}^r$$

$$b_6 = \frac{m_{to} C_{p_m} T_{toin}^t}{S_{to} \Delta t}$$

$$a_{7,7} = h_{teex,ciel}^r + h_{teex,sol}^r + h_{teex,amb}^{cv} + h_{teex,tein}^c + \frac{m_{te} C_{p_m}}{\Delta t \cdot S_{te}}$$

$$a_{7,8} = -h_{teex,tein}^c$$

$$b_7 = (\alpha_m \varphi_{gie}) + h_{teex,ciel}^r (T_{ciel}) + h_{teex,sol}^r (T_{sol}) + h_{teex,amb}^{cv} (T_{amb}) + \frac{m_{te} C_{p_m} T_{teex}^t}{S_{te} \Delta t}$$

$$a_{8,2} = -h_{tsin,tein}^r$$

$$a_{8,4} = -h_{tein,tnin}^r$$

$$a_{8,6} = -h_{toin,tein}^r$$

$$a_{8,7} = -h_{teex,tein}^c$$

$$a_{8,8} = h_{tein,tair}^{cv} + h_{teex,tein}^c + h_{tein,tnin}^r + h_{plsup,tein}^r + h_{tsin,tein}^r + h_{toin,tein}^r + \frac{m_{te} C_{p_m}}{\Delta t \cdot S_{te}}$$

$$a_{8,9} = -h_{tein,tair}^{cv}$$

$$a_{8,10} = -h_{plsup,tein}^r$$

$$b_8 = \frac{m_{te} C_{p_m} T_{tein}^t}{S_{te} \Delta t}$$

$$a_{9,2} = -h_{tsin,tair}^{cv} S_{ts}$$

$$a_{9,4} = -h_{tnin,tair}^{cv} S_{tn}$$

$$a_{9,6} = -h_{toin,tair}^{cv} S_{to}$$

$$a_{9,8} = -h_{tein,tair}^{cv} S_{te}$$

$$a_{9,9} = h_{tsin,tair}^{cv} S_{ts} + h_{tnin,tair}^{cv} S_{tn} + h_{tein,tair}^{cv} S_{te} + h_{toin,tair}^{cv} S_{to} + h_{plsup,tair}^{cv} S_{plf} + \frac{m_{tair} C_{p_{air}}}{\Delta t}$$

$$a_{9,10} = -h_{plsup,tair}^{cv} S_{plf}$$

$$b_9 = m_{tair} C_{p_{air}} \frac{T_{tair}^t}{\Delta t}$$

$$a_{10,2} = -h_{plsup,tsin}^r$$

$$a_{10,4} = -h_{plsup,tnin}^r$$

$$a_{10,6} = -h_{toin,plsup}^r$$

$$a_{10,8} = -h_{plsup,tein}^r$$

$$a_{10,9} = -h_{plsup,tair}^{cv}$$

$$a_{10,10} = h_{plsup,tair}^{cv} + h_{plsup,plinf}^c + h_{plsup,tnin}^r + h_{plsup,tsin}^r + h_{plsup,tein}^r + h_{toin,plsup}^r + \frac{m_{plf} C_{p_{plf}}}{\Delta t \cdot S_{plf}}$$

$$a_{10,11} = -h_{plsup,plinf}^c$$

$$b_{10} = \frac{m_{plf} C_{p_{plf}} T_{plsup}^t}{S_{plf} \Delta t}$$

$$a_{11,10} = -h_{plsup,plinf}^c$$

$$a_{11,11} = h_{plinf,hair}^{cv} + h_{plsup,plinf}^c + h_{plinf,hnin}^r + h_{plinf,hsin}^r + h_{plinf,hein}^r + h_{hoin,plinf}^r + h_{plch,plinf}^r + \frac{m_{plf} C_{p_{pf}}}{\Delta t \cdot S_{plf}}$$

$$a_{11,13} = -h_{plinf,hsin}^r$$

$$a_{11,15} = -h_{plinf,hnin}^r$$

$$a_{11,17} = -h_{hoin,plinf}^r$$

$$a_{11,19} = -h_{plinf,hein}^r$$

$$a_{11,20} = -h_{plch,plinf}^r$$

$$a_{11,21} = -h_{plinf,hair}^{cv}$$

$$b_{11} = \frac{m_{plf} C_{p_{plf}} T_{plinf}^t}{S_{plf} \Delta t}$$

$$a_{12,12} = h_{hsex,ciel}^r + h_{hsex,sol}^r + h_{hsex,amb}^{cv} + h_{hsex,hsin}^c + \frac{m_{hs}Cp_m}{\Delta t \cdot S_{hs}}$$

$$a_{12,13} = -h_{hsex,hsin}^c$$

$$b_{12} = (\alpha_m \varphi_{gis}) + h_{hsex,ciel}^r(T_{ciel}) + h_{hsex,sol}^r(T_{sol}) + h_{hsex,amb}^{cv}(T_{amb}) + \frac{m_{hs}Cp_{hs}T_{hsex}^t}{S_{hs} \Delta t}$$

$$a_{13,11} = -h_{plinf,hsin}^r$$

$$a_{13,12} = -h_{hsex,hsin}^c$$

$$a_{13,13} = h_{hsin,hair}^{cv} + h_{hsex,hsin}^c + h_{plinf,hsin}^r + h_{hnin,hsin}^r + h_{hoin,hsin}^r + h_{hein,hsin}^r + h_{plch,hsin}^r + \frac{m_{hs}Cp_m}{\Delta t \cdot S_{hs}}$$

$$a_{13,15} = -h_{hnin,hsin}^r$$

$$a_{13,17} = -h_{hoin,hsin}^r$$

$$a_{13,19} = -h_{hein,hsin}^r$$

$$a_{13,20} = -h_{plch,hsin}^r$$

$$a_{13,21} = -h_{hsin,hair}^{cv}$$

$$b_{13} = \frac{m_{hs}Cp_m T_{hsin}^t}{S_{hs} \Delta t}$$

$$a_{14,14} = h_{hnex,ciel}^r + h_{hnex,sol}^r + h_{hnex,amb}^{cv} + h_{hnex,hnin}^c + \frac{m_{hn}Cp_m}{\Delta t \cdot S_{hn}}$$

$$a_{14,15} = -h_{hnex,hnin}^c$$

$$b_{14} = (\alpha_m \varphi_{gin}) + h_{hnex,ciel}^r(T_{ciel}) + h_{hnex,sol}^r(T_{sol}) + h_{hnex,amb}^{cv}(T_{amb}) + \frac{m_{hn}Cp_m T_{hnex}^t}{S_{hn} \Delta t}$$

$$a_{15,11} = -h_{plinf,hnin}^r$$

$$a_{15,13} = -h_{hsin,hnin}^r$$

$$a_{15,14} = -h_{hnex,hnin}^c$$

$$a_{15,15} = h_{hnin,hair}^{cv} + h_{hnex,hnin}^c + h_{hsin,hnin}^r + h_{plin,f,hnin}^r + h_{hnin,hein}^r + h_{hoin,hnin}^r + h_{plch,hnin}^r + \frac{m_{hn}Cp_m}{\Delta t \cdot S_{hn}}$$

$$a_{15,17} = -h_{hoin,hnin}^r$$

$$a_{15,19} = -h_{hnin,hein}^r$$

$$a_{15,20} = -h_{plch,hnin}^r$$

$$a_{15,21} = -h_{hnin,hair}^{cv}$$

$$b_{15} = \frac{m_{hn}Cp_{hn}T_{hnin}^t}{S_{hn} \Delta t}$$

$$a_{16,16} = h_{hoex,ciel}^r + h_{hoex,sol}^r + h_{hoex,amb}^{cv} + h_{hoex,hoin}^c + \frac{m_{ho}Cp_m}{\Delta t \cdot S_{ho}}$$

$$a_{16,17} = -h_{hoex,hoin}^c$$

$$b_{16} = (\alpha_m \varphi_{gio}) + h_{hoex,ciel}^r(T_{ciel}) + h_{hoex,sol}^r(T_{sol}) + h_{hoex,amb}^{cv}(T_{amb}) + \frac{m_{ho}Cp_m T_{hoex}^{t+\Delta t}}{S_{ho} \Delta t}$$

$$a_{17,11} = -h_{plin,f,hoin}^r$$

$$a_{17,13} = -h_{hoin,hsin}^r$$

$$a_{17,15} = -h_{hoin,hnin}^r$$

$$a_{17,16} = -h_{hoex,hoin}^c$$

$$a_{17,17} = h_{hoin,hair}^{cv} + h_{hoex,hoin}^c + h_{hoin,hnin}^r + h_{plin,f,hoin}^r + h_{hoin,hein}^r + h_{hoin,hsin}^r + h_{plch,hoin}^r + \frac{m_{ho}Cp_m}{\Delta t \cdot S_{ho}}$$

$$a_{17,19} = -h_{hoin,hein}^r$$

$$a_{17,20} = -h_{plch,hoin}^r$$

$$a_{17,21} = -h_{hoin,hair}^{cv}$$

$$b_{17} = \frac{m_{ho}Cp_m T_{hoin}^t}{S_{ho} \Delta t}$$

$$a_{18,18} = h_{heex,ciel}^r + h_{heex,sol}^r + h_{heex,amb}^{cv} + h_{heex,hein}^c + \frac{m_{he}Cp_m}{\Delta t \cdot S_{he}}$$

$$a_{18,19} = h_{heex,hein}^c$$

$$b_{18} = (\alpha_m \varphi_{gie}) + h_{heex,ciel}^r(T_{ciel}) + h_{heex,sol}^r(T_{sol}) + h_{heex,amb}^{cv}(T_{amb}) + \frac{m_{he} C p_m T_{heex}^t}{S_{he} \Delta t}$$

$$a_{19,11} = -h_{plinf,hein}^r$$

$$a_{19,13} = -h_{hsin,hein}^r$$

$$a_{19,15} = -h_{hein,hnin}^r$$

$$a_{19,17} = -h_{hoin,hein}^r$$

$$a_{19,18} = -h_{heex,hein}^c$$

$$a_{19,19} = h_{hein,hair}^{cv} + h_{heex,hein}^c + h_{hein,hnin}^r + h_{plinf,hein}^r + h_{hsin,hein}^r + h_{hoin,hein}^r + h_{plch,hein}^r + \frac{m_{he} C p_m}{\Delta t \cdot S_{he}}$$

$$a_{19,20} = -h_{plch,hein}^r$$

$$a_{19,21} = -h_{hein,hair}^{cv}$$

$$b_{19} = \frac{m_{he} C p_m T_{hein}^t}{S_{he} \Delta t}$$

$$a_{20,11} = -h_{plinf,plch}^r$$

$$a_{20,13} = -h_{plch,hsin}^r$$

$$a_{20,15} = -h_{plch,hnin}^r$$

$$a_{20,17} = -h_{hoin,plch}^r$$

$$a_{20,19} = -h_{plch,hein}^r$$

$$a_{20,20} = h_{plch,hair}^{cv} + h_{plch,sol}^c + h_{plch,hnin}^r + h_{plch,hsin}^r + h_{plch,hein}^r + h_{hoin,plch}^r + h_{plinf,plch}^r + \frac{m_{plch} C p_{plch}}{\Delta t S_{plch}}$$

$$a_{20,21} = -h_{plch,hair}^{cv}$$

$$b_{20} = h_{plch,sol}^c(T_{sol}) + \frac{m_{plch}Cp_{plch}}{S_{plch}} \frac{T_{plch}^t}{\Delta t}$$

$$a_{21,11} = -h_{plnf,hair}^{cv} S_{plf}$$

$$a_{21,13} = -h_{hsin,hair}^{cv} S_{hs}$$

$$a_{21,15} = -h_{hnin,hair}^{cv} S_{hn}$$

$$a_{21,17} = -h_{hoin,hair}^{cv} S_{ho}$$

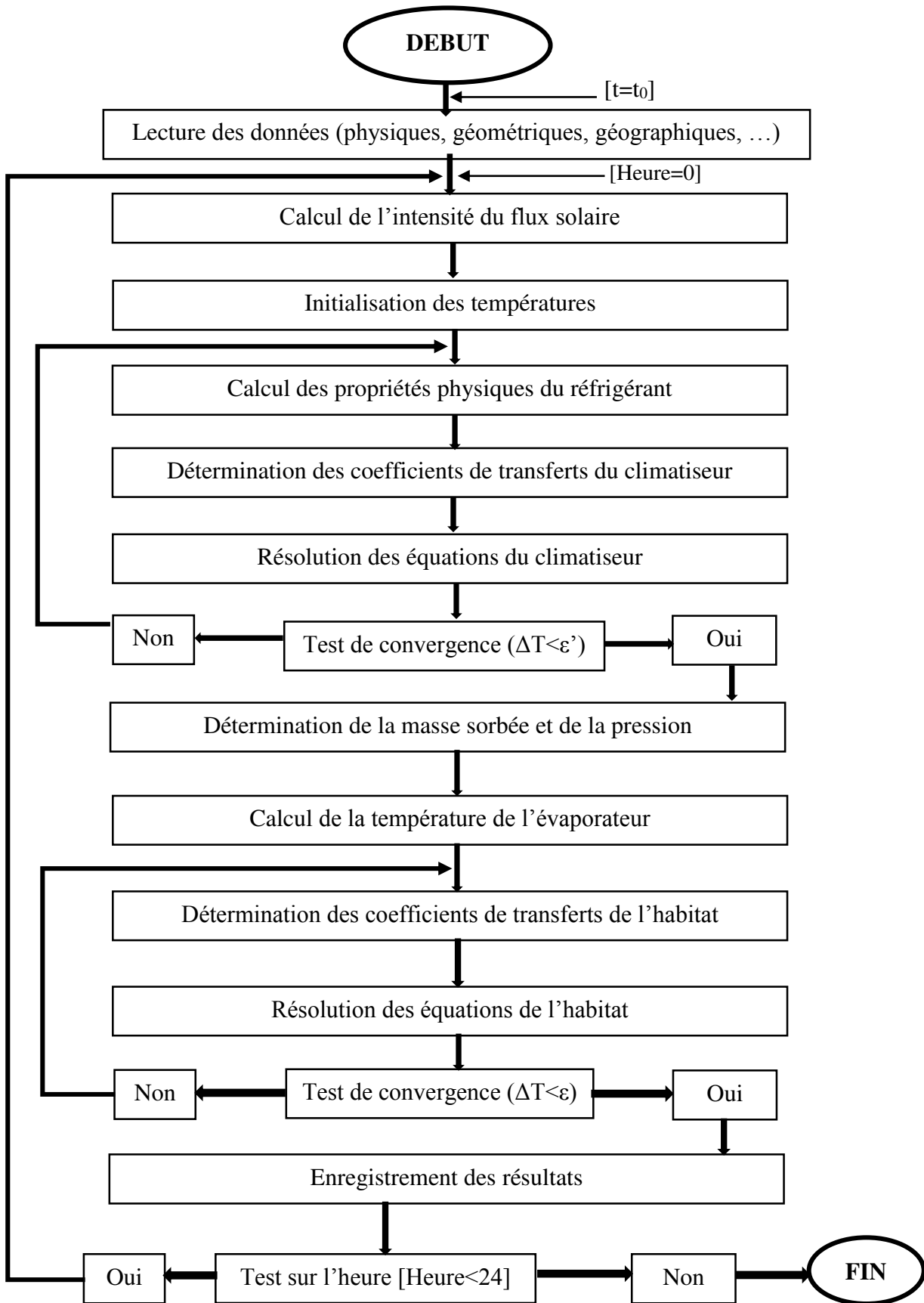
$$a_{21,19} = -h_{hein,hair}^{cv} S_{he}$$

$$a_{21,20} = -h_{plch,hair}^{cv} S_{plch}$$

$$a_{21,21} = h_{hsin,hair}^{cv} S_{hs} + h_{hnin,hair}^{cv} S_{hn} + h_{hein,hair}^{cv} S_{he} + h_{hoin,hair}^{cv} S_{ho} + h_{plnf,hair}^{cv} S_{plf} \\ + h_{plch,hair}^{cv} S_{plch} + \frac{m_{hair}Cp_{air}}{\Delta t} + S_{ev}h_{ev,hair}^{cv} + c\dot{Q}$$

$$b_{21} = m_{hair}Cp_{air} \frac{T_{hair}^t}{\Delta t} + c\dot{Q}T_{amb} + S_{ev}h_{ev,hair}^{cv}T_{ev}$$

Annexe E : Algorithme de calcul



TITRE : Modélisation d'un habitat équipé d'une unité de climatisation par adsorption alimentée par une pompe à chaleur géothermique

RESUME

Ce mémoire de thèse étudie la modélisation d'un habitat équipé d'un climatiseur par adsorption alimenté par une pompe à chaleur (PAC) géothermique. Il traite la valorisation de l'énergie géothermique pour le rafraîchissement d'habitat par un système de production de froid par adsorption. Le climatiseur est composé d'un générateur faisant appel au couple zéolithe/méthanol, d'un condenseur et d'un évaporateur placé sur la face interne de l'une des parois verticales de l'habitat. La désorption est assurée par l'apport de chaleur de la source géothermique qui accroît la température de la zéolithe pour libérer la vapeur du méthanol. La modélisation se base sur la description des transferts de chaleur et de masse. Les équations sont établies grâce au premier principe de la thermodynamique en utilisant les analogies qui existent entre les transferts thermiques et électriques. Le modèle d'adsorption de Dubinin-Astakhov est utilisé pour décrire la quantité de masse adsorbée. La discrétisation et la résolution d'équations sont faites par la méthode des différences finies appliquée à un point de la surface d'échange considérée. Le rafraîchissement d'air est opéré grâce à un transfert convectif entre l'air de l'enceinte habitable et la surface de l'évaporateur. Les résultats sont présentés pour la journée type de Novembre des Comores. L'observation des températures de l'habitat avec et sans climatiseur montre que l'utilisation de ce dernier contribue à baisser les températures internes. Les variations des principaux paramètres montrent leurs influences sur l'air intérieur de l'habitat donc sur la production du froid. Le COP de la PAC est ainsi évalué à 0.46 et cette valeur est acceptable comparée à celles d'autres travaux antérieurs. L'étude économique du climatiseur par adsorption a montré que ce dernier est rentable par rapport au climatiseur classique.

Mots clés : modélisation, PAC, géothermie, adsorption, climatisation, COP.

ABSTRACT

This thesis develops the modeling of a habitat equipped with an adsorption air conditioner powered by a geothermal heat pump (GHP). It focuses on geothermal energy valorization for housing refrigeration by means of adsorption cooling system. Air conditioner is made up of a generator using zeolite/methanol, a condenser and an evaporator placed on the internal face of habitat vertical walls. Desorption is ensured by the heat supply from geothermal source which increases zeolite temperature in order to release the vapor from the methanol. The modeling is based on heat and mass transfers approach. Thermodynamics first law and analogy between electric and heat transfers are used to equations set-up process. Dubinin-Astakhov adsorption model is used to describe adsorbed mass quantity. Finite difference method applied to a considered point of the exchange surface are used for discretization and equation solving. Convective transfer between habitable enclosure air and evaporator surface generates air cooling. Presented results concern only for typical November day in Comoros. Different temperatures of habitat with and without an air conditioner shows that adsorption cooling unit helps to lower internal temperatures. Variation of the main parameters shows their influences on inside habitat air. Economic study shows that cooling habitat with adsorption air conditioner is more benefit compared with conventional air conditioner.

Keywords: modelling, heat pump, geothermal energy, adsorption, cooling, COP.

Directeur de Thèse : M. CHESNEAU Xavier MCF HDR, Université de Perpignan Via Domitia Co-Directeur de Thèse : Mme RANDRIAMANANTANY Zely Arivelo Professeur Titulaire, Université d'Antananarivo	Impétrant : EL-MAKTOUME Djanfar Tél : +33 7 80 76 62 89 e-mail : maktoumdjanfar@yahoo.fr
---	--