

Université Mohamed Khider – Biskra

Faculté des Sciences et de la technologie

Département : Génie Mécanique

Ref :



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:

Thèse présentée en vue de l'obtention
Du diplôme de
Doctorat LMD en Génie Mécanique

Spécialité (Option) : Génie Energétique

Intitulé
**Contribution à l'étude du transfert thermique dans les
échangeurs de chaleur des machines frigorifiques à
adsorption.**

Présentée par :
Amar ROUAG

Soutenue publiquement le

Devant le jury composé de :

Dr. Noureddine Moummi	Professeur	Président	Université de Biskra
Dr. Adel Benchabane	Professeur	Rapporteur	Université de Biskra
Dr. Houcine Benmoussa	Professeur	Examineur	Université de Batna
Dr. Fouad Khaldi	Professeur	Examineur	Université de Batna
Dr. Abdelhafid Moummi	Professeur	Examineur	Université de Biskra
Dr. Adnane Labeled	Maitre de Conférences 'A'	Examineur	Université de Biskra

A ma mère, A mon père,

A mes frères et à ma sœur,

A Rama et Bayene.

REMERCIEMENTS

Je dois tout d'abord remercier ALLAH, pour m'avoir donné la santé et la force pour accomplir ce travail.

Le moment est venu d'exprimer toute ma reconnaissance à mon directeur de thèse Monsieur Adel BECHABANE, Professeur à l'Université de Biskra, pour m'avoir confié ce travail, pour ses précieux conseils tout au long de la réalisation de ce travail. Je le remercie pour ses idées stratégiques ce qui a permis d'obtenir des résultats de haute qualité.

Je tiens très sincèrement à remercier Monsieur Noureddine MOUMMI, Professeur à l'Université de Biskra, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de présider le jury de cette thèse.

Je tiens à exprimer ma gratitude aux Messieurs Houcine BENMOUSSA et Fouad KHALDI, Professeurs à l'Université de Batna, Monsieur Abdelhafid MOUMMI, Professeur à l'Université de Biskra et Adnane LABED, Maître de conférences « A » à l'Université de Biskra d'avoir acceptés d'examiner ce travail.

Parmi les enseignants du département de génie mécanique, je tiens à remercier plus particulièrement mes enseignants Nora BOULTIF et Adnane LABED pour leurs aides et conseils.

Je tiens également à remercier mes collègues, mes amis et mes frères Yousef BELLOUFI et Faris AISSAOUI. Je n'oublie pas de remercier Monsieur Charaf-eddine MAHDID et le Docteur Houdayfa OUNIS.

Je souhaite ensuite remercier tous les étudiants de master et de licence que j'ai eu l'occasion de travailler avec eux dans le cadre des projets de fin d'études (PFE) ces dernières années.

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude et mes remerciements à la famille du département de Génie Mécanique de l'Université de Biskra en particulier monsieur Kamal AOUAS et tous les directeurs et les membres des laboratoires LGEM et LGM.

J'aimerais aussi adresser mes remerciements à toute l'équipe pédagogique et administrative de l'école de Mohamed DAAS, en particulier Mokhtar SLAMA et Bachra CHAABANE.

Enfin, je ne pourrais conclure ces remerciements sans exprimer ma gratitude à mon ami Chawki GHARBI.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS	II
TABLE DES MATIERES	III
LISTE DES FIGURES	VII
LISTE DES TABLEAUX	X
NOMENCLATURE	XI
RESUME	XIII
ABSTRACT	XIV
المخلص	XV
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE 1. TECHNOLOGIES DE PRODUCTION DE FROID	3
1 Systèmes de climatisation solaires électriques (photovoltaïques)	4
1.1 Principe de fonctionnement	4
1.2 Particularités du système	5
2 Systèmes de refroidissement solaire à cycle ouvert par dessiccation	6
2.1 Principe de fonctionnement	6
2.2 Particularités du système	8
3 Systèmes de refroidissement solaire à cycle fermé à sorption	8
3.1 Systèmes à absorption liquide	9
3.1.1 Principe de fonctionnement	9
3.1.2 Particularités du système	10
3.2 Cycles fermés à adsorption physique	11
3.2.2 Particularité de système	13

4	Comparaison des technologies de réfrigération solaires par sorption	15
5	Conclusion	15
CHAPITRE 2. MACHINES FRIGORIFIQUES A ADSORPTION		17
1	Réfrigérateur à adsorption « Cycle intermittent »	17
2	Refroidisseur à adsorption avec double adsorbent (Chiller)	32
3	Conclusion	37
CHAPITRE 3. REFROIDISSEMENT PAR CONVECTION FORCEE D’AIR		38
1	Description du système étudié	38
1	Technologies des condenseurs dans les réfrigérateurs à adsorption	39
2	Calculs et dimensionnement thermique	44
2.1	Le Condenseur	44
2.2	La méthode DTML	44
2.3	Hypothèses	46
2.4	Calculs des coefficients d’échanges	46
2.4.1	Coefficient d’échange interne	46
2.4.2	Coefficient d’échange externe	47
2.4.3	Coefficient d’échange global	49
2.5	Organigramme récapitulatifs	50
3	Résultats et discussion	53
3.1	Convection naturelle	53
3.2	Convection forcée	55
4	Conclusion	58
CHAPITRE 4. COUPLAGE AVEC UN SYSTEME DE REFROIDISSEMENT PAR PULVERISATION D’EAU		59
1	Description du système	59
1.1	Mode sec	60
1.2	Mode humide	60

2	Tour de refroidissement sèche	60
2.1	Calculs et dimensionnement thermique	60
2.2	Validation de la méthode de calcul	63
3	Tour de refroidissement humide	64
3.1	Conservation de masse	65
3.2	Conservation d'énergie	65
4	Résultats et discussion	67
5	Conclusion	69
 CHAPITRE 5. COUPLAGE AVEC UN ECHANGEUR EAU-SOL		 71
1	Description de l'installation de climatisation par adsorption (Chiller)	72
1.1	Chiller avec tour de refroidissement sèche	72
1.2	Chiller avec EWHE	73
2	Calcul et dimensionnement thermique	74
2.1	Dimensionnement de l'EWHE	74
2.2	Calcul des pertes de charge	76
3	Validation de la méthode de calcul	76
4	Résultats et discussion	77
5	Conclusion	79
 CHAPITRE 6. COUPLAGE AVEC UN ECHANGEUR AIR-SOL		 81
1	Description du système	81
2	Formulation mathématique	82
2.1	Paramètres du mélangeur d'air	82
2.2	Calcul et dimensionnement thermique de l'échangeur air-sol	84
2.2.1	Hypothèses	84
2.2.2	Méthode de calcul	84
2.2.3	Validation de la méthode de calcul	89
3	Application de l'Aéro-refroidisseur géothermal	90
4	Conclusion	91

CONCLUSION GENERALE	94
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	97
ANNEXES	107

LISTE DES FIGURES

Figure 1.1. Différentes technologies de production de froid solaire existantes.	3
Figure 1.2. Schéma de principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à compression de vapeur couplé à des panneaux PV.	4
Figure 1.3. Cycle thermodynamique d'une machine frigorifique à compression de vapeur.	4
Figure 1.4. Schéma de fonctionnement d'une centrale d'air à roue dessiccante.	6
Figure 1.5. Représentation de l'évolution de l'air dans un diagramme de l'air humide.	7
Figure 1.6. Cycle de base de réfrigération par absorption.	10
Figure 1.7. Cycle de base de réfrigération par adsorption.	12
Figure 1.8. Principaux éléments dans une machine frigorifique solaire à adsorption.	12
Figure 2.1. Schéma de la technologie de machine à glace (capteur – condensateur).	18
Figure 2.2. Disposition de l'unité expérimentale de Errougani et Lemmini.	19
Figure 2.3. Le schéma du glaçons solaire sans valve	20
Figure 2.4. Photo du réfrigérateur à adsorption à l'Université de technologie de Tshwane (Afrique du Sud): (a) avant et (b) vue arrière.	21
Figure 2.5. Schéma du réfrigérateur solaire à adsorption testé à Ouagadougou.	22
Figure 2.6. Photo d'un SADIM de SOLAREF à Ouagadougou.	24
Figure 2.7.a. Présentation schématique du deuxième SADIM construit à UNN	25
Figure 2.7.b. Collecteur/adsorbeur de SADIM de l'UNN	26
Figure 2.8. Photo du réfrigérateur solaire construit à l'UNN.	26
Figure 2.9. Schéma et photo du réfrigérateur solaire construit et testé par G.J.V.N. Brites.	27
Figure 2.10. Photo de la machine expérimentale du réfrigérateur solaire de F. Bouzeffour.	28
Figure 2.11. Représentation schématique du réfrigérateur solaire de F. Bouzeffour.	28
Figure 2.12. Configuration de l'enveloppe d'adsorption des tubes à ailettes.	29
Figure 2.13. Structure du collecteur et lit d'adsorbant	29
Figure 2.14. Photo du Chiller à adsorption de Jakob et al.	32
Figure 2.15. Processus de fonctionnement du refroidisseur d'adsorption (Chiller).	33
Figure 2.16. Image du premier refroidisseur d'adsorption de Liu et al.	34
Figure 2.17. Le nouveau refroidisseur d'adsorption (deuxième prototype) de Liu et al.	34
Figure 2.18. Climatiseur à adsorption de 1 kW développé par Yang et al.	35

Figure 2.19. Photo de prototype du refroidisseur d'adsorption de Lu et Wang.	36
Figure 2.20. Schéma du Chiller de Lu et al.	36
Figure 3.1. Condenseur à air de 3 m ² de surface d'échange réalisé en Suisse.	40
Figure 3.2. Schéma de condenseur utilisé par Li et al.	41
Figure 3.3. Variation de la température de condensation en fonction du COP.	41
Figure 3.4. Schéma du condenseur à air utilisé par K.J Nwamba.	42
Figure 3.5. Schéma de réfrigérateur réalisé en Suisse.	42
Figure 3.6.a. Schéma du condenseur à air.	43
Figure 3.6.b. Photo de condenseur.	43
Figure 3.7.a. Schéma du condenseur de Brites et al.	43
Figure 3.7.b. Effet de la surface d'échange du condenseur sur la différence de température maximale entre le condenseur et l'air ambiant et le COP solaire du réfrigérateur	43
Figure 3.8. Schéma du condenseur à air à étudier.	45
Figure 3.9. Schéma de calcul par la méthode du DMLT.	46
Figure 3.10. Schéma de l'ailette rectangulaire	48
Figure 3.11. Validation des résultats avec A. Errougani, convection naturelle, pour les deux séquences : a) séquence de Mars & b) séquence d'Avril.	55
Figure 3.12. Comparaison de la surface d'échange calculée du condenseur, en convection forcée, avec le condenseur utilisé par [78] (7,5m ²) : a) séquence de Mars & b) séquence d'Avril.	56
Figure 3.13. Influence de la température de condensation sur le coefficient d'échange interne pour différentes température ambiante.	57
Figure 3.14. Influence de la température de condensation sur les coefficients d'échange externe et global pour différentes température ambiante.	57
Figure 4.1. Tour de refroidissement hybride étudiée: a) mode sec, b) mode humide.	59
Figure 4.2. Influence de la température ambiante sur la surface d'échange totale de la batterie à ailettes (mode sec).	64
Figure 4.3. Schéma de refroidissement de l'air d'entrée par pulvérisation.	65
Figure 4.4. Influence de la température d'entrée d'air sur la surface d'échange nécessaire de la tour de refroidissement (mode humide).	68
Figure 4.5. Variation de la température humide et le débit massique de l'eau pulvérisée en fonction de la température ambiante.	68
Figure 4.6. Variation des coefficients d'échange en fonction de la température ambiante pour les deux modes de fonctionnement.	69

Figure 5.1. Présentation schématique d'une installation de climatisation par adsorption solaire (Chiller).	72
Figure 5.2. Schéma d'un Chiller fonctionne avec WEHE comme refroidisseur supplémentaire.	73
Figure 5.3. Schéma du problème étudié	74
Figure 5.4. Comparaison avec Moumni et al.	77
Figure 5.5. Influence du diamètre du tube sur les pertes de charge totale pour différentes longueurs de l'EWHE.	78
Figure 5.6. Influence du diamètre du tube sur la température de sortie de l'eau pour différentes longueurs de l'EWHE.	79
Figure 6.1. Schéma du nouveau Aéro-Refroidisseur Géothermal (GAC).	82
Figure 6.2. Schéma du mélangeur d'air du GAC.	83
Figure 6.3. Schéma du sol entourant l'EAHE considéré comme cylindre creux semi-infini.	86
Figure 6.4. Organigramme résume le principe du modèle développé.	87
Figure 6.5. Validation du modèle avec Barakat et al.	88
Figure 6.6. Comparaison entre la présente méthode calcul avec l'étude expérimentale de Moumni et al.	90
Figure 6.7. Résultats de dimensionnement l'EAHE	91

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1. Principe de fonctionnement d'un réfrigérateur solaire à.	12
Tableau 1.2. Comparaison des technologies de réfrigération par sorption solaires. Les données présentées ne sont que des indications de base.	15
Tableau 2.1. Données des deux modèles de réfrigérateurs commerciaux SOLAREF.	24
Tableau 2.2. Principaux éléments et les performances de la partie de la RS solaire.	30
Tableau 2.3. Paramètres de conception du refroidisseur de Lu et al.	37
Tableau 3.1. Validation avec A. Errougani 7,5 m ²	54
Tableau 4.1. Paramètres d'entrée de la tour sèche de Citherlet et al.	64
Tableau 4.2. Résultats de la validation avec Citherlet et al.	64
Tableau 5.1. Caractéristiques de la tour de refroidissement utilisé par Citherlet et al.	74
Tableau 5.2. Caractéristiques de EWHE proposé	74
Tableau 5.3. Paramètres de l'échangeur de Moummi et al.	78
Tableau 5.4. Paramètres d'entrée/sortie de la tour de refroidissement	78
Tableau 5.5. Principales caractéristiques de l'EWHE et la tour de refroidissement	80
Tableau 6.1. Paramètres d'entrée pour la comparaison avec Barakat et al.	87
Tableau 6.2. Paramètres d'entrée pour la comparaison avec Mathur et al.	88
Tableau 6.3. Résultats de la validation avec Mathur et al.	90
Tableau 6.4. Paramètres expérimentaux de Moummi et al.	91
Tableau 6.5. Exemple d'application d'un Aéro-refroidisseur géothermale (GAC): détails des EAHEs, tour de refroidissement sèche et mélangeur d'air.	93

NOMENCLATURE

Symboles	Définitions	Unités
r	Rayon	m
A	Dimension de l'ailette en m	m
A ₀	Surface d'échange totale	m ²
B	Dimension de l'ailette en m	M
C _p	Chaleur massique	J/Kg K
d	Diamètre	m
d _a	Diamètre d'ailettes	m
F	Facteur de correction	-
f	Coefficient frottement	-
g	Gravité	m/s ²
H	Enthalpie	J/kg
h	Coefficient d'échange de chaleur par convection	W/m ² K
K	Coefficient d'échange de chaleur global	W/m ² K
L	Longueur	m
l _a	Longueur	m
L _c	Chaleur latente de condensation	kJ/kg
ṁ	Débit massique	Kg/s
n	Nombre des ailettes	-
N _t	Nombre totale des tubes	-
P	Pression	Pa
Pa	Ecartement entre les ailettes	mm
S	Surface par unité de longueur	m ² /m
T	Température	°C
t	Temps	s
V	Volume	m ³
J	Facteur de Colburn	
N	Nombre de rangés	
P _t	Pas transversal	m
P _l	Pas longitudinal	m
v	Vitesse	m/s
ω	Humidité	Kg d'eau/ kg d'air sec
R	Résistance thermique	m ² K/W
J ₀	fonction de Bessel de première espèce d'ordre zéro	
J ₁	fonctions de Bessel de première espèce d'ordre un	
β _n	Racine de la fonction J ₀ (x)	
Symbole grecque	Définition	Unité
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
λ	Conductivité thermique	[W/m K]
μ	Viscosité dynamique	[Pas.s]
η	Rendement du condenseur	-
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
ξ _a	Efficacité de l'ailette	-
ζ	Coefficient d'anisothermie	-
Δ	Ecart	-
β	Coefficient de dilatation du fluide (1/T)	K ⁻¹
φ	Puissance échangée	W
δ	Epaisseur	M

α	Diffusivité thermique	m^2/s
\mathfrak{R}	Résistance d'encrassement	m^2K/W
m	Débit massique	Kg/s

Indices

Définitions

a	Air
ail	Ailette
c	Condensation
f	Film
e	entrée
L	Liquide
M	Moyenne
P	Paroi
S	Sortie
sat	Saturation
V	Vapeur
Ae	Air à l'entrée
As	Air à la sortie, air sec
M	méthanol
I	Interne
e	Externe
m	Moyenne
h	Hydraulique, humide
Stm	Vapeur
ML	Moyenne logarithmique
g	Global
net	Nette
t	Tube
ex	Extérieur
tot	Total
th	Thermique
sol	Sol
sat	Saturation
liq	Liquide
fpe	Entrée de fluide de processus
fps	Sortie de fluide de processus

Nombres adimensionnels

Nu	Nombre de Nusselt
Pr	Nombre de Prandlt
Re	Nombre de Reynolds
Gr	Nombre de Grashof

Abréviations

SAdIM	Réfrigérateur solaire à adsorption (Solar Adsorption Ice Maker)
RS	Réfrigération par Sorption
EAHE	Echangeur géothermique air-sol (Earth-Air-Heat-Exchanger)
EWHE	Echangeur géothermique eau-sol (Earth-Water-Heat-Exchanger)
TRH	Tour de refroidissement humide
TRS	Tour de refroidissement sèche
TRHB	Tour de refroidissement hybride
DTML	Différence de Température Moyenne Logarithmique

RESUME

L'objectif de cette thèse est de proposer des solutions techniques pour adapter les réfrigérateurs et les installations de climatisation solaires à adsorption aux régions chaudes. Dans ces régions, le dysfonctionnement des échangeurs de chaleur de refroidissement (condenseur à air et tour de refroidissement) est assez fréquent notamment durant les périodes caniculaires. Pour surmonter ce problème, nous avons proposé quatre solutions basées sur le couplage de la tour de refroidissement (ou le condenseur) avec : (i) un ventilateur assurant la convection forcée d'air, (ii) un système de refroidissement par pulvérisation d'eau, (iii) un échangeur géothermal eau / sol et (iv) un échangeur géothermal air / sol. Cette dernière solution présente un système innovant breveté en 2014 sous l'appellation Aéro-refroidisseur géothermal GAC « Géothermal Air Cooler ». Une étude d'applicabilité de chaque solution dans la région de Biskra a été présentée en donnant chaque fois les spécificités techniques et les limites de fonctionnement. Par ailleurs, beaucoup de méthodes de calcul et de dimensionnement des condenseurs à air, tour de refroidissement et des échangeurs géothermiques ont été détaillées et validées avec des résultats de la littérature. On note qu'un modèle original a été développé et validé pour la prédiction de la température du sol et l'estimation de la distance minimale entre les tubes de l'échangeur géothermal. En fin, nous pensons que les systèmes frigorifiques à adsorption peuvent être installés dans les régions chaudes en les couplant à l'une des quatre solutions proposées dans la présente thèse.

Mot clés : échangeur de chaleur, machine frigorifique, adsorption, condenseur à air, tour de refroidissement, refroidissement par pulvérisation d'eau, géothermie peu profonde, échangeur air/sol, échangeur eau/sol.

ABSTRACT

The objective of this thesis is to propose a technical solutions to adapt solar-powered adsorption refrigerators and air-conditioning adsorption systems (Chillers) to hot regions. In these regions, the dysfunctioning of cooling air heat exchangers (air condenser and dry cooling tower) is quite common especially during scorching times. To overcome this problem, we have proposed and studied four solutions based on the coupling of the dry cooling tower (or the air condenser) with: (i) a fan to ensure the air forced convection, (ii) spray water system, (iii) earth-water heat exchanger (EWHE) and (iv) earth-air heat exchanger (EAHE). This last solution, presents an innovative system patented in 2014 under the name “Géothermal Air Cooler”, GAC. In addition, a study of the applicability of each system in the region of Biskra was presented by giving the specificities and operating limits of each system. Many design and calculation methods of air condensers, cooling towers and geothermal heat exchangers have been detailed and validated against available results in the literature. We note that an original model was developed and validated for the prediction of the soil temperature and the estimation of the minimum distance between the tubes of the geothermal heat exchanger. Finally, we strongly believe that the adsorption refrigeration systems can be installed in hot regions by coupling them to one of the proposed solutions in the present thesis.

Keywords: heat exchanger, refrigerating machine, adsorption, air condenser, cooling tower, spray water system, shallow geothermal system, Earth to Air Heat Exchanger (EAHE), Earth to Water Heat Exchanger (EWHE).

الملخص

الهدف من هذه الأطروحة هو اقتراح حلول تقنية للمبردات و المكيفات التي تعمل بمبدأ ظاهرة الامتزاز، و خاصة الشمسية منها، لتتناسب مع المناطق الحارة. في هذه المناطق؛ توقف عمل المبادلات الحرارية خاصة الهوائية منها (المكثف الهوائي وأبراج التبريد الجافة) هو أمر شائع جدا وخصوصا خلال موجات الحر الصيفية. للتغلب على هذه المشكلة، اقترحنا أربعة حلول تعتمد على ربط برج التبريد (أو المكثف) ب: (أ) مروحة لضمان الحمل الحراري القسري للهواء ،

(ب) نظام تبريد تبخيري يعمل برش الماء، (ج) مبادل جيوحراري من نوع ماء / أرض و (د) مبادل جيوحراري من نوع هواء / أرض. هذا الأخير يمثل نظام مبتكر تم تسجيله كبراءة اختراع سنة 2014 تحت اسم مبرد هوائي جيوحراري. وقد تمت أيضا دراسة إمكانية تطبيق كل نظام في المناطق الحارة و على وجه الخصوص في منطقة بسكرة مع تبين خصائص، وحدود عمل كل نظام. من جهة أخرى، العديد من طرق الحساب وتحجيم مكثفات الهواء، أبراج التبريد والمبادلات الجيوحرارية تم عرضها و شرحها بالتفصيل والتحقق من صحتها عن طريق مقارنتها مع نتائج أخرى. تجدر الإشارة هنا إلى أن نموذجا رياضيا أصليا تم تطويره والتحقق من صحته لتحديد درجة حرارة التربة وتقدير المسافة الدنيا بين أنابيب المبادل الجيوحراري. و في النهاية، نعتقد أن أنظمة التبريد بالامتزاز يمكن تركيبها في المناطق الحارة عن طريق ربطها بأحد الحلول المقترحة في هذه الأطروحة.

الكلمات المفتاحية: مبادل حراري، جهاز تبريد، الإمتزاز، مكثف هوائي، برج تبريد، تبريد تبخيري برش الماء، نظام جيوحراري، مبادل جيوحراري من نوع هواء / أرض، مبادل جيوحراري من نوع ماء / أرض.

INTRODUCTION GENERALE

Dans ces dernières décennies, il s'est avéré que les réfrigérants synthétiques jouent un rôle important dans l'appauvrissement de la couche d'ozone, ainsi que dans l'augmentation de l'effet de serre. Les CFCs et HCFCs, traditionnellement utilisés comme fluide de fonctionnement pour les systèmes de réfrigération, ont été interdits pour la protection de la couche d'ozone, après que les réglementations environnementales plus strictes sont entrées en vigueur, premièrement en Montreal 1988 et ensuite en Kyoto en 1998 [1]. Depuis lors, la technologie de réfrigération a été expérimentée avec une grande variété de systèmes alternatifs, afin de réduire la consommation d'énergie et minimiser au maximum l'impact environnemental.

Un de ces alternatifs de refroidissement est la technologie de réfrigération par adsorption, qui présente des avantages significatifs par rapport aux systèmes classiques. Récemment, plusieurs travaux de recherche sur la réfrigération par adsorption sont basés sur le développement des systèmes environnementaux en utilisant les énergies renouvelables notamment solaire.

Les principaux échangeurs de la machine frigorifique à adsorption sont : adsorbeur, évaporateur, et le condenseur. Dans une installation frigorifique à adsorption, le condenseur ou la tour de refroidissement sont des appareils thermodynamiques permettant de transférer la chaleur du milieu le plus chaud vers le milieu le plus froid avec ou sans changement de phase. Le rendement de cette installation dépend de l'efficacité thermique des condenseurs (ou tours de refroidissement).

Or, il a été constaté que ces échangeurs sont très sensibles aux conditions climatiques qui peuvent dégrader considérablement ses performances thermiques et même provoquer le dysfonctionnement de l'installation. A titre d'exemple, les limites de fonctionnement des systèmes frigorifiques à compression de vapeur dépendent largement de la température ambiante. Généralement cette dernière ne doit pas dépasser 46°C et dans quelques cas elle peut atteindre 50°C [2, 3]. Mais en réalité, dans les régions arides, la température ambiante dépasse ces limites pendant l'été et peut atteindre 57°C dans quelques régions [4]. Dans ce cas, cette température critique provoque d'une manière certaine le dysfonctionnement de ces systèmes.

Cette thèse a comme objectif principal la proposition de solutions techniques pour adapter les machines frigorifiques, notamment à adsorption, aux régions chaudes. En effet, dans ces régions, le dysfonctionnement des échangeurs de chaleur de refroidissement (condenseurs à air ou tours de refroidissement) est assez fréquent notamment durant les périodes caniculaires. Ainsi, la présente thèse propose d'évaluer l'exploitation des solutions basées notamment sur la géothermie peu profonde et le refroidissement par l'évaporation d'eau. Le manuscrit est structuré en deux parties, avec six chapitres, précédés d'une introduction générale et suivis d'une conclusion générale.

La première partie de la thèse est une synthèse bibliographique composée du chapitre I et chapitre II. Le premier chapitre décrit une synthèse bibliographique des principales technologies de production de froid notamment par l'énergie solaire. Dans ce chapitre, nous avons passé en revue les techniques disponibles avec une comparaison entre les différents systèmes frigorifiques à sorption. Le deuxième chapitre présente une étude bibliographique sur les travaux réalisés dans le domaine de production du froid par le phénomène d'adsorption.

Dans la deuxième partie, nous présentons quatre chapitres pour expliciter les quatre solutions technologiques proposés pour adapter les machines frigorifiques, notamment à adsorption, aux régions chaudes. Le but est de surmonter le problème de dysfonctionnement de ces systèmes lorsque la température ambiante dépasse les limites de fonctionnement des échangeurs de chaleur de refroidissement (condenseur à air ou tours de refroidissement).

Dans le troisième chapitre, nous nous sommes intéressés à l'amélioration du transfert thermique dans un condenseur à air par la convection forcée d'air en le couplant avec un ventilateur de refroidissement. Le quatrième chapitre est consacré à l'étude du couplage de la machine frigorifique à adsorption avec un système de refroidissement par pulvérisation d'eau. Dans le cinquième chapitre, nous trouvons les détails de la quatrième solution en testant le couplage avec une source géothermale peu profonde en utilisant un échangeur eau/sol. Dans le sixième chapitre, nous étudions le couplage de l'installation frigorifique avec un échangeur air/sol au niveau de la tour de refroidissement. Dans ce chapitre un nouveau volé, relatif au dimensionnement des échangeurs géothermiques a été entamé.

La thèse est achevée par une conclusion générale englobant l'intérêt de l'ensemble des résultats obtenus lors de l'étude entreprise ainsi que les suggestions proposées dans le but d'améliorer le fonctionnement des systèmes frigorifiques à adsorption.

CHAPITRE 1. TECHNOLOGIES DE PRODUCTION DE FROID

L'expression « refroidissement solaire » désigne tous les moyens de refroidir en utilisant le soleil comme source énergétique primaire. Les différentes technologies de production de froid solaire consistent à capter le rayonnement solaire avec des capteurs solaires et le transformer soit en énergie électrique (photovoltaïque), soit en énergie thermique pour les besoins de fonctionnement d'un groupe de froid ou de rafraîchissement de l'air. L'importance du refroidissement solaire est de pouvoir produire le maximum de froid quand il y a le plus de rayonnement solaire notamment dans les régions chaudes et durant les périodes chaudes. La figure 1.1 résume les différentes technologies de production de froid par l'énergie solaire. Cependant, nous présentons dans ce chapitre seulement les principaux types de production de froid par l'énergie solaire. Chaque type sera décrit en détail afin d'en tirer les avantages et les inconvénients.

Plusieurs travaux dans la littérature font état des différentes technologies de production du froid à partir des énergies renouvelable notamment l'énergie solaire [5-8]. Généralement, il y a trois types d'installations principales. Le premier type consiste à combiner la machine frigorifique à compression de vapeur conventionnelle avec des panneaux solaires photovoltaïques. Le deuxième type fonctionne avec un cycle ouvert traitant directement l'air du bâtiment à refroidir. Le troisième type, est basé sur des cycles thermodynamiques fermés

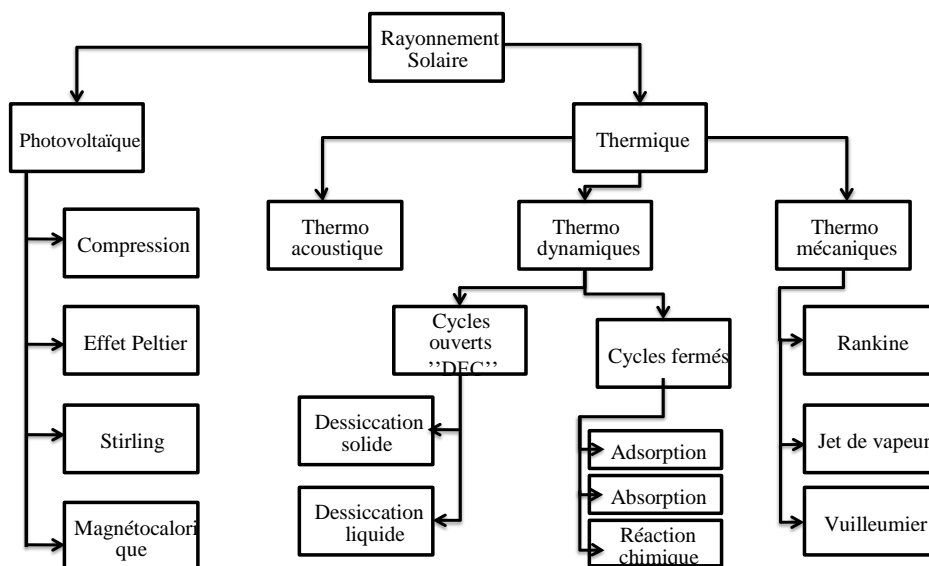


Figure 1.1. Différentes technologies de production de froid solaire existantes [9].

utilisant un fluide frigorigène et capables de produire du froid à partir d'un apport de chaleur.

1 Systèmes de climatisation solaires électriques (photovoltaïques)

Il y a pas mal de procédés qui permettent de produire du froid à partir de l'énergie électrique produite par les cellules photovoltaïques. Les systèmes les plus souvent envisagés sont les cycles thermodynamiques à compression mécanique de vapeur. Il existe plusieurs d'autres installations qui utilisent les panneaux photovoltaïques, tels que l'effet Peltier, cycle de Stirling, refroidissement thermo-acoustique et thermo-magnétique comme le montre la figure 1.ci-dessus. Mais ces derniers ont des faibles efficacités par rapport aux cycles à compression de vapeur. Pour cela, nous présentons dans ce chapitre juste l'exemple d'une installation à compression de vapeur qui fonctionne par l'électricité produite à partir de l'énergie solaire photovoltaïque.

1.1 Principe de fonctionnement

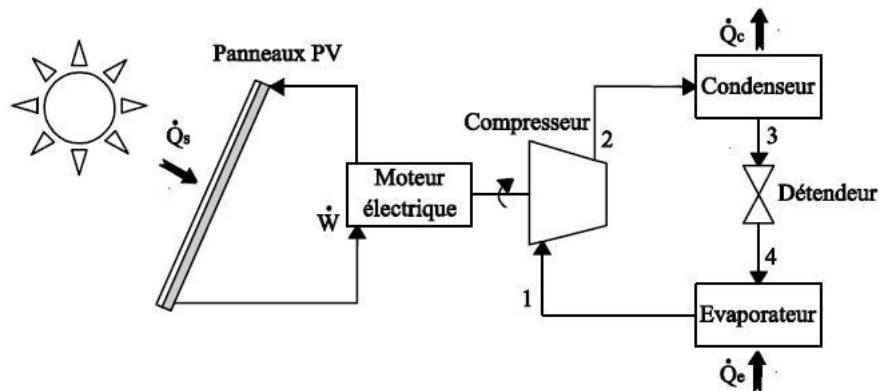


Figure 1.2. Schéma de principe de fonctionnement d'une machine frigorifique à compression de vapeur couplée à des panneaux PV.

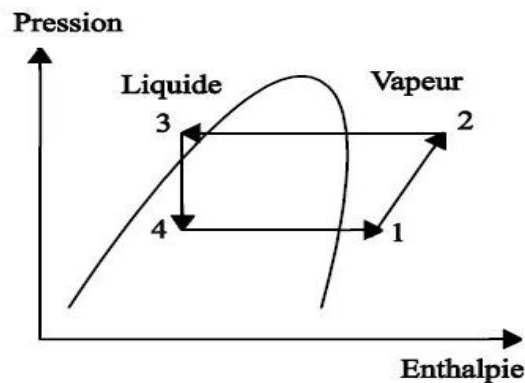


Figure 1.3. Cycle thermodynamique d'une machine frigorifique à compression de vapeur.

Chapitre 1. Technologies de production de froid

Les figures 1.2 et 1.3 présentent respectivement un schéma descriptif du principe du couplage des panneaux photovoltaïques à une machine frigorifique à compression de vapeur et le cycle thermodynamique de cette dernière. D'après la figure 1.2, nous voyons que les panneaux photovoltaïques servent à alimenter en électricité le moteur électrique du compresseur de la machine frigorifique conventionnelle à compression de vapeur. Le rôle du compresseur est de comprimer la vapeur provenant de l'évaporateur (1) à une haute pression et par conséquent une température plus élevée. La vapeur chaude et comprimée entre dans le condenseur (2) où elle cède sa chaleur à l'environnement extérieur en se condensant. A la sortie du condenseur, le réfrigérant est à l'état liquide à haute pression passe au détendeur et subit une détente qui provoque l'abaissement de sa température et de sa pression et se transforme en mélange liquide/vapeur (3). Enfin, dans la phase (4-1) le fluide frigorigène entre dans l'évaporateur à une température plus faible que la source froide (le milieu à refroidir) et s'évapore en absorbant la chaleur de cette source. A la fin de cette phase, le réfrigérant est à l'état vapeur et se prépare à un nouveau cycle.

1.2 Particularités du système

Le rendement des panneaux photovoltaïques ne dépasse pas 15% dans des conditions d'ensoleillement favorables même avec le développement des recherches pendant ces dernières années dans ce domaine. Mais en utilisation réelle, sur le terrain, les évaluations indiquent que le rendement moyen est de l'ordre de 10,3% [10, 11].

Les performances des machines frigorifiques à compression de vapeur sont qualifiées par le rapport de l'efficacité énergétique (Energy Efficiency Ratio EER), qui représente le rapport entre la puissance du refroidissement produite par le système et l'énergie électrique consommée dans des conditions bien définies. Ce rapport est variable selon le type du compresseur, par exemple la valeur maximale pour un système avec compresseur à vis et refroidissement sur boucle d'eau est de 3,57 et avec refroidissement à air est de 2,52 [12]. L'efficacité du système en prenant en compte le rendement de l'onduleur est donc entre 25-32 % avec un fonctionnement sans stockage à une production de froid dite fil du soleil. Par contre, dans la climatisation de bâtiments, il faut soit prévoir un stockage d'énergie, soit prévoir un système d'appoint d'énergie. Généralement, l'énergie d'appoint la plus utilisée est l'énergie électrique prélevée du réseau.

2 Systèmes de refroidissement solaire à cycle ouvert par dessiccation

Les systèmes de climatisation solaire par dessiccation sont des systèmes fonctionnent directement par déshumidification et refroidissement de l'air des locaux. Ils demandent des faibles températures d'entrées (45 à 95°C). L'eau est utilisée comme réfrigérant et en contact direct avec l'atmosphère. Pour cela, on peut utiliser des simples capteurs à air [13].

2.1 Principe de fonctionnement

La dessiccation exploite un double échange de frigorie et d'humidité entre les flux d'air entrant (air de processus) et sortant (air de régénération) d'un bâtiment. Cette circulation d'air est généralement assurée par une centrale de traitement d'air (figure 1.4). la figure 1.5 présente l'évolution de l'air dans le diagramme de l'air humide [14] où:

Phase 1-2 : L'air extérieur ou air pulsé (aussi appelé air de processus) est aspiré à travers d'un filtre, puis traverse la "roue dessiccante" ou "roue à dessiccation". Cet échangeur rotatif contient un produit de sorption solide. Ce dernier absorbe la vapeur d'eau de l'air extérieur par adsorption. L'air extérieur est ainsi déshumidifié et en contrepartie voit sa température augmenter.

Phase 2-3 : L'air extérieur est alors refroidi par échange de chaleur avec l'air intérieur extrait ou l'air extrait. Cet échange se fait au travers d'un échangeur de chaleur rotatif (non hygroscopique).

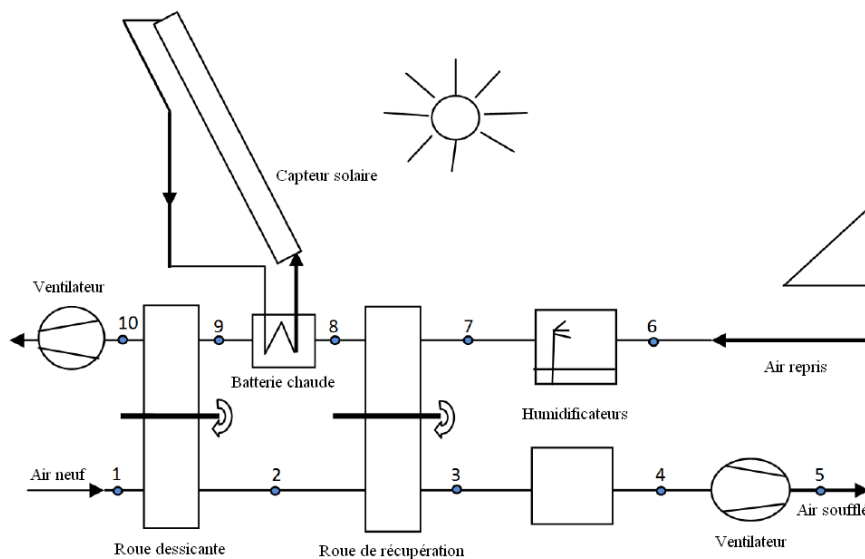


Figure 1.4. Schéma de fonctionnement d'une centrale d'air à roue dessiccante [13].

Chapitre 1. Technologies de production de froid

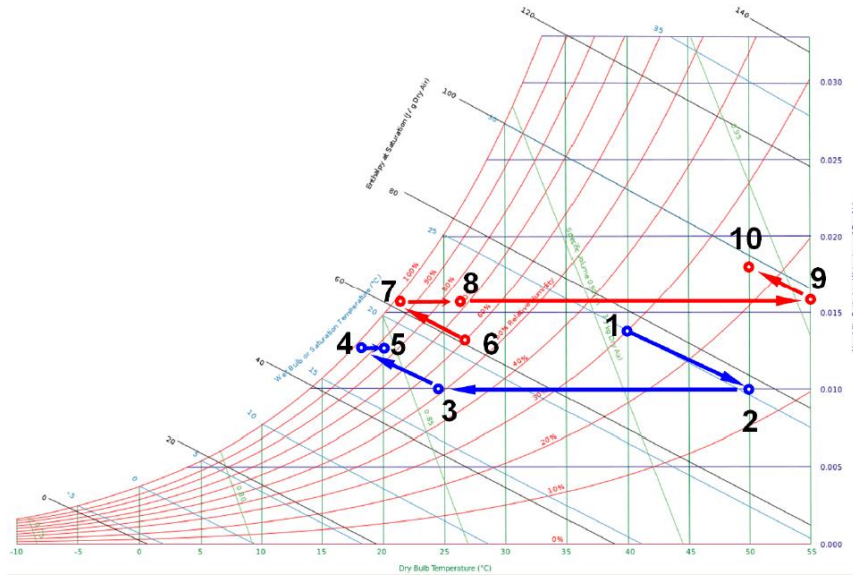


Figure 1.5. Représentation de l'évolution de l'air dans un diagramme de l'air humide [13].

Phase 6-7 : Pour augmenter l'échange de chaleur et donc le refroidissement de l'air pulsé, on rafraîchit au préalable l'air extrait en l'humidifiant jusqu'à la saturation. On abaisse ainsi le plus possible sa température, et on bénéficie au maximum du potentiel de refroidissement dans l'échangeur.

Phase 7-8 : En passant au travers de l'échangeur de chaleur, l'air extrait se voit donc réchauffé.

Phase 8-9 : Pour pouvoir fonctionner en continu, la roue dessiccante doit être régénérée, c'est-à-dire qu'il doit déshumidifier le matériau adsorbant. Pour cela la portion de roue contenant l'humidité doit croiser le flux d'air extrait qui aura été préalablement réchauffé pour atteindre une température suffisante pour vaporiser les molécules d'eau retenues dans les pores de la roue.

Phase 9-10 : l'air chaud traverse et régénère la roue dessiccante pour lui permettre de poursuivre le processus continu de déshumidification. Finalement, l'air rejeté, à l'aide d'un ventilateur, sort avec une température plus élevée et plus chargé en humidité que l'air extérieur.

Phase 3-5 : L'air pulsé peut encore être arrosé d'eau au travers d'un humidificateur. L'eau va absorber les calories restantes dans l'air avant que celui-ci soit propulsé dans le bâtiment à refroidir par un ventilateur. Cette alternative permet de refroidir l'air pulsé mais pas de le

déshumidifier. Pour ce faire, il est alors nécessaire de remplacer cet humidificateur par une batterie froide.

Phase 4-5 : Ce système est dit réversible, car il peut aussi être utilisé en refroidissement qu'en chauffage. En hiver, cela correspond à un mode de fonctionnement normal de réchauffement par système centralisé à air, en utilisant la roue de sorption comme récupérateur de chaleur, tout en complément des apports de la chaleur solaire. La présence d'une batterie chaude permet ainsi la régulation de température de chauffe en hiver [14].

2.2 Particularités du système

Le système à dessiccation utilise un fluide totalement neutre, l'eau, dans un cycle particulier. Ainsi, ces systèmes ont une double fonction : rafraîchissement et renouvellement d'air hygiénique. Par contre, dans les autres systèmes à cycle fermé, et pour des raisons sanitaires il faut assurer un apport de l'air neuf pris de l'extérieur dans le local.

La température de la source chaude nécessaire pour le fonctionnement du système est entre 45 et 95°C. Le COP nominal des systèmes de dessiccation est de l'ordre de 0,5 à des valeurs supérieures à 1.

L'application actuelle de ces systèmes reste faible et de l'ordre de 10 à 15% des installations existantes. Puisque le fonctionnement est basé sur le refroidissement évaporatif, il est évident que ces systèmes sont destinés aux climats secs et chauds.

Plusieurs configurations et cycles peuvent être utilisés pour le fonctionnement de l'installation (Cycles Ducle, Cycle Huan, configuration pour climat chauds, etc.) en fonction de plusieurs paramètres (charges interne du local à refroidir, conditions climatiques, etc.) [5]

3 Systèmes de refroidissement solaire à cycle fermé à sorption

Les systèmes de refroidissement solaire à sorption sont des cycles fermés où la compression mécanique est remplacée par une compression thermique. Les systèmes à sorption solaire existants sont les machines à absorption (la sorption du réfrigérant dans un absorbant liquide) et les machines à adsorption (la sorption du réfrigérant dans un adsorbant solide). Les systèmes de refroidissement solaire à absorption peuvent fonctionner en continu car les

réactifs sont des fluides, les systèmes de refroidissement à adsorption sont alternatifs car l'adsorbant a besoin d'être régénéré lorsqu'il est saturé.

3.1 Systèmes à absorption liquide

C'est en Ecosse, au début du 19^{ème} siècle, que John Leslie s'intéressa au phénomène de production de froid par évaporation d'eau et fixation de la vapeur résultante par de l'acide sulfurique concentré. En 1859, le Français Ferdinand Carré breveta la première machine à absorption continue qui utilise le couple ammoniac (fluide frigorigène) eau (absorbant). Ce couple est toujours utilisé aujourd'hui, notamment dans le but d'obtenir du froid négatif. Par la suite, a été mis au point aux Etats Unis un autre couple frigorigène permettant d'obtenir du froid positif : le couple eau (fluide frigorigène)/bromure de lithium (absorbant). Ces machines furent presque immédiatement opérationnelles mais leur étude thermodynamique ne débuta qu'au début du 20^{ème} siècle (en Allemagne, en Italie et en Suède notamment) [15].

3.1.1 Principe de fonctionnement

Les machines à absorption utilisent un gaz-liquide comme un couple de travail qui est un mélange d'un réfrigérant et un absorbant. L'absorbant a une affinité élevée vers le fluide frigorigène c'est à dire qu'il présente un fort potentiel d'absorption de la phase vapeur du réfrigérant. Une machine à absorption se compose de quatre composantes principales: un désorbeur, un absorbeur, un condenseur et un évaporateur. Un schéma d'un cycle de base fermé de réfrigération par absorption est représenté sur la figure 1.6. Dans le désorbeur, la chaleur solaire est fournie au couple de travail. La température du couple de travail augmente et libère le fluide frigorigène (vapeur), qui s'écoule dans le condenseur où il se condense. L'absorbant obtenu à la fin de désorption est mis en circulation à partir de désorbeur vers l'absorbeur tandis que le réfrigérant liquide résultant de la condensation passe dans l'évaporateur où il s'évapore par la chaleur de la charge à refroidir. La vapeur produite est ensuite absorbée dans l'absorbeur par l'absorbant et le mélange résultant est mis en circulation dans désorbeur.

Selon la conception du procédé, des différents composants supplémentaires seraient nécessaires, notamment un échangeur de chaleur pour augmenter le COP du processus. Les couples de fonctionnement d'absorption les plus utilisés sont (LiBr / H₂O) et (H₂O / NH₃) où NH₃ est le fluide frigorigène et permettant d'obtenir des températures négatives.

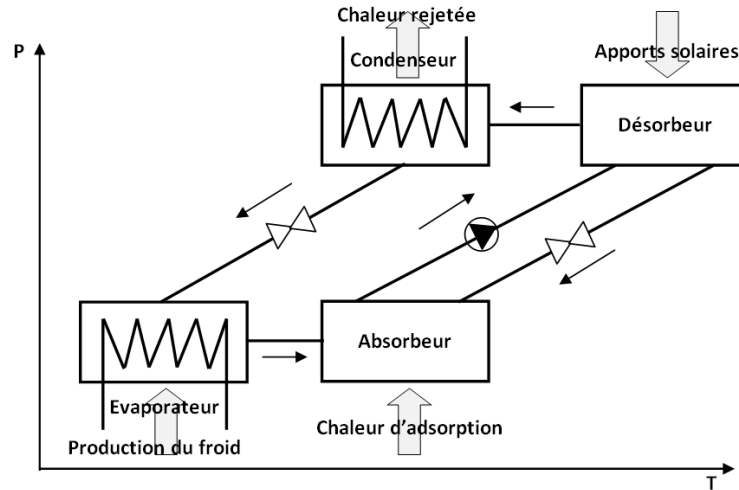


Figure 1.6. Cycle de base de réfrigération par absorption.

3.1.2 Particularités du système

Plusieurs études ont été effectuées pour améliorer le COP des cycles à absorption. Pour cela, des modifications sur le cycle de base ont été faites afin d'améliorer et augmenter le COP en augmentant la différence de pression entre le condenseur et l'évaporateur par des étages de compression supplémentaires.

Par exemple, le cycle à double effet qui fonctionne avec deux absorbeurs et deux générateurs permet d'obtenir un COP théorique d'environ 1,4 [16]. En pratique, à cause des pompes et l'irréversibilité de transfert thermique, le COP est de l'ordre de 1. Avec un cycle à triple effet, le COP est de l'ordre de 1,7 [16], malheureusement les cycles à double et à triples effet nécessitent des températures plus élevées pour la source chaude. Il est donc difficile de les utiliser pour le refroidissement solaire de bâtiments avec des capteurs solaires à eau (chauffe-eau solaire).

D'autres recherches ont été aussi réalisées pour tester de nouveaux couples de travail, tels que des mélanges d'alcanes légers ($C_3 - C_8$) [17], mais les résultats montrent que les COPs obtenus ne dépassent pas les valeurs correspondant au couple (LiBr / H_2O).

Comme on l'a vu au-dessus, le niveau de température de la source chaude est un paramètre important pour l'utilisation des cycles thermodynamiques à absorption en refroidissement solaire. Il est clair que l'augmentation du COP impose une augmentation de la température de source chaude. Par exemple, pour une machine à double effet, une température de l'ordre de $150^\circ C$ est nécessaire comme température de source alors que pour une machine à simple effet, une température d'environ $82,5^\circ C$ est largement suffisante. Pour cela, les cycles

thermodynamiques à double et à triple effet ne sont exploités qu'avec des combustibles fossiles ou avec les concentrateurs solaires puisque son intervalle de température est d'environ de (165-180°C).

3.2 Cycles fermés à adsorption physique

Le phénomène d'adsorption est basé sur la structure microporeuse de quelques matériaux solides capables de retenir des substances liquides grâce aux forces de Van Der Waals. Généralement, Les corps les plus utilisés sont les charbons actifs, le gel de silice et les zéolites. Le processus d'adsorption peut être inversé, lorsqu'on chauffe le solide, la vapeur de l'adsorbat se libère pour pouvoir réaliser un cycle thermodynamique. De nombreux travaux dans la littérature font état de développements d'installation de réfrigération par adsorption [18-23].

3.2.1.1 Principe de fonctionnement

La figure 1.. 7 représente le trajet thermodynamique de base d'une machine frigorifique à adsorption dans le diagramme de Clapeyron ($\ln P, -1/T$). Ce cycle dit idéal, représente l'évolution de l'état de mélange adsorbant/adsorbat contenu dans l'adsorbeur. Chaque cycle comprend deux phases principales régissant le fonctionnement : une phase de chauffage du mélange adsorbant/adsorbat et une autre de refroidissement du même mélange (figure 1.2.2) [24]. Le principe de fonctionnement et la conception d'une machine frigorifique à adsorption en cycle intermittent sont décrits en détail dans le Tableau 1.1. La machine comporte les composants suivants (figure 1.8):

- Un capteur solaire/adsorbeur qui contient le lit d'adsorbant.
- Un condenseur, généralement un échangeur de chaleur à air de type (tubes à ailettes) qui est refroidi par convection naturelle;
- Un évaporateur situé dans une enceinte frigorifique bien isolée.

Du principe de fonctionnement, on peut remarquer que les réfrigérateurs à adsorption fonctionnent sous quatre températures limites, à l'inverse des machines de réfrigération par sorption commune, qui sont trois températures limites.

Chapitre 1. Technologies de production de froid

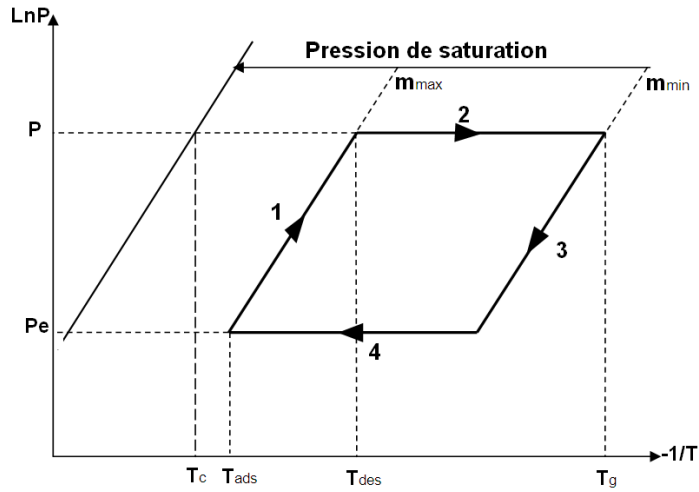


Figure 1.7. Cycle de base de réfrigération par adsorption.

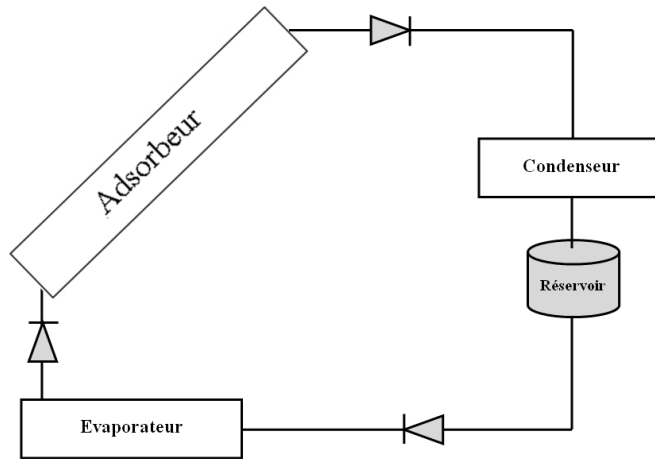
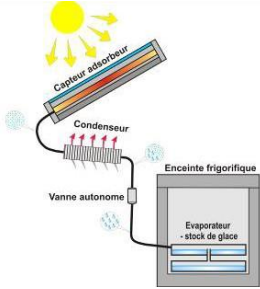
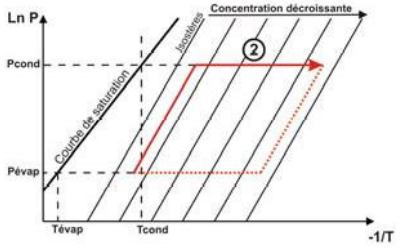
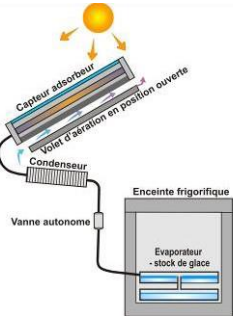
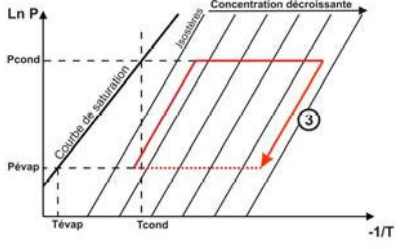
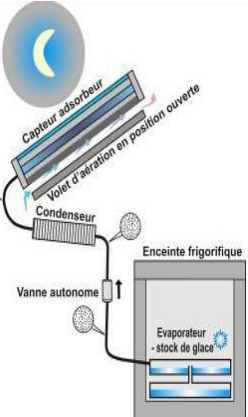
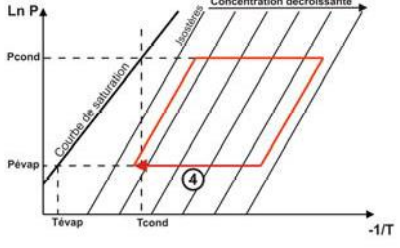


Figure 1.8. Principaux éléments dans une machine frigorifique solaire à adsorption.

Tableau 1.1. Principe de fonctionnement d'un réfrigérateur solaire à adsorption.

Phase	Description	Diagramme
Phase 1 : Chauffage iso-stérique (8h-10h)	Le rayonnement solaire chauffe le capteur-adsorbent. La pression de vapeur et la température augmentent dans le système.	

Chapitre 1. Technologies de production de froid

<p>Phase 2 : Désorption (10h-16h)</p>	<p>Lorsque la pression de saturation correspondant à la température du Condenseur est atteinte, les vapeurs se condensent et s'écoulent vers l'évaporateur.</p>		
<p>Phase 3 : Refroidissement isostérique (16h-19h)</p>	<p>Lorsque l'ensoleillement diminue, le capteur se refroidit et la pression diminue dans le système pour atteindre la pression de l'évaporateur. Le refroidissement est favorisé par l'ouverture d'un volet d'aération en face arrière du capteur-adsorbant.</p>		
<p>Phase 4 : Adsorption- production de froid (19h-8h)</p>	<p>En continuant son refroidissement, l'adsorbant se trouve physiquement en déséquilibre et va se "recharger" en adsorbant la vapeur contenue dans le système. Cette vapeur est produite par évaporation du liquide se trouvant dans l'évaporateur, en produisant l'effet frigorifique désiré. Lorsque la température dans l'évaporateur atteint le point de congélation, il y a une formation d'un stock de glace qui permet à l'enceinte de rester à basse température pendant la journée suivante, éventuellement plusieurs jours (2-3) en cas de conditions météorologiques défavorables.</p>		

3.2.2 Particularité de système

Pour atteindre à une production de froid presque continue, il est nécessaire d'utiliser deux ou plusieurs adsorbants opérant en même temps d'une manière alternée.

Chapitre 1. Technologies de production de froid

Les installations de refroidissement par adsorption solaire sont des machines de puissances plus faibles que les systèmes à absorption et ne sont pas disponibles commercialement.

L'avantage de la technologie d'adsorption est qu'elle peut fonctionner avec des températures de source chaude faibles (52,5 - 82,5°C) avec des COPs pouvant atteindre 0,59 [25]. Cependant, elle nécessite une grande surface de captation pour une puissance frigorifique donnée.

La surface spécifique moyenne pour les installations à adsorption est de 3,49 m²/kW_f alors que pour l'absorption elle est de l'ordre de 2,77 m²/kW_f [26]. Les machines sont, elles aussi, plus volumineuses à cause de la faible conductivité thermique des absorbants.

Demir et al. [27] a souligné les avantages et les inconvénients les plus importants des systèmes d'adsorption. Les principaux avantages des systèmes de réfrigération par adsorption peuvent être résumés comme suit:

- Ils peuvent fonctionner avec des sources d'énergie thermiques telles que la chaleur perdue, le solaire, et les énergies géothermiques, etc.
- Ils ne nécessitent pas de parties mobiles pour la circulation du fluide de travail;
- Ils ont une longue durée de vie;
- Ils fonctionnent sans bruit et vibrations;
- Ils ont un simple principe de fonctionnement ;
- Ils ne nécessitent pas d'entretien fréquent ;
- Ils sont respectueux de l'environnement puisqu'ils ne contiennent pas de matières dangereuses pour l'environnement

En revanche, Les principaux inconvénients des systèmes d'adsorption sont les suivants:

- Ils ont un faible coefficient de performance (COP);
- Ils travaillent de façon intermittente;
- Ils ont besoin de haute technologie et une conception spéciale pour maintenir un vide poussé;
- Ils ont un volume et un poids importants par rapport aux systèmes frigorifiques conventionnels;
- Ils ont une faible puissance de refroidissement spécifique (PRS). Le PRS est défini comme la puissance de refroidissement en watts par kilogramme d'adsorbant.

4 Comparaison des technologies de réfrigération solaires par sorption

Le tableau 1.2. donne quelques caractéristiques principales du processus de réfrigération solaire à sorption. Les prix qui sont indiqués dans le tableau 1.2. sont à titre indicatif car ils dépendent évidemment du produit.

5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons examiné une variété de technologies disponibles pour convertir l'énergie solaire en effet frigorifique. L'étude dresse les principaux moyens de production de froid solaire, en l'occurrence la climatisation solaire électrique (photovoltaïques), refroidissement solaire à cycle ouvert par dessiccation et le refroidissement solaire à cycle fermé à sorption.

A travers l'étude réalisée, nous avons montré qu'un RS solaire nécessite des investissements beaucoup plus élevés qu'un cycle de compression classique; il nécessite généralement une tour de refroidissement pour un fonctionnement continu. Le coût élevé des technologies de

Tableau 1.2. Comparaison des technologies de réfrigération par sorption solaires. « Les données présentées ne sont que des indications de base. »

	Absorption	Adsorption	Dessiccation
Coût	+200-600 € kW ⁻¹	++200-600 € kW ⁻¹	++
Maintenance	++	+ (sans pièces mobiles)	++
Capacité	20-5000 kW	1-500kW	20-300 kW
Durée de vie	15 ans	25 ans	-
Consommation auxiliaires électriques	++	+ (éventuellement pas de consommation)	++
Température de régénération	82,5-120°C	50-100°C	45-90 °C
COP Thermique	0,4-1 (simple effet) 1-1,7 (double effet)	0,3-0,7	0,6-0,75
COP Solaire	0,07-0,3	0,05-0,15	-
Sécurité	Risque de cristallisation Selon le couple de fonctionnement	Aucun problème de cristallisation	Problème possible de cristallisation
Opération	Puissance de refroidissement constante dans des conditions limites constantes.	Plus contraignant en raison de l'opération cyclique. Diminution de puissance de refroidissement pendant le fonctionnement dans des conditions aux limites constantes.	Un grand nombre de composants nécessitent un contrôle difficile.
Masse	+	++	++
Pression	0,01-20 bar	Quelques mbar	Atmosphérique
L'état de l'art	Certains produits sur le marché	Au stade de développement	Technologie mature

Chapitre 1. Technologies de production de froid

réfrigération solaire par sorption présente le principal obstacle pour la commercialisation massive de la technologie.

Pour les systèmes ouverts de réfrigération par sorption, il a été montré que dans les climats chauds et humides, ou dans un air ambiant à forte humidité, une conception spéciale et plus complexe du processus de refroidissement par dessiccation est nécessaire. En effet, la réduction du taux d'humidité élevé à un niveau suffisamment faible permet l'utilisation directe du refroidisseur par dessiccation.

Pour les systèmes fermés, il a été montré que les machines de réfrigération par sorption, en particulier les machines à absorption, sont disponibles commercialement pour des applications à grande puissance. Cependant, le marché des unités d'absorption à petite puissance (5-10 kW) est actuellement en développement [28]. En effet, l'étude bibliographique montre que les machines de réfrigération par adsorption se présentent avec un COP solaire relativement faible.

Il a été montré que les machines d'adsorption sont assez volumineuses, avec une quantité significative de matériel et d'échangeurs de grandes dimensions, comparativement à des machines d'absorption. Cependant, le niveau de température de génération est plus faible que celui requis par les sorbants liquides. Les machines à adsorption ne nécessitent généralement très peu de pièces mobiles ce qui réduit le besoin d'entretien. Ceci est très important notamment dans un contexte de manque d'entretien, de techniciens qualifiés ou de pièces non fabriquées localement. Ceci renforce le choix d'étudier la faisabilité des installations solaire à adsorption dans la région de Biskra. Ainsi, le prochain chapitre est dédié à l'état de l'art de la technologie de production de froid solaire par le phénomène d'adsorption.

CHAPITRE 2. MACHINES FRIGORIFIQUES A ADSORPTION

Comme déjà mentionné dans le chapitre précédent, puisque le système de refroidissement par adsorption peut être conduit par de faibles températures (généralement inférieur à 90 °C), la combinaison de ce dernier avec des collecteurs solaires devient courante notamment durant ces dernières années. L'exploitation de l'énergie solaire se fait par des collecteurs-adsorbants dans le cas des cycles intermittents ou par des chauffe-eau solaires dans le cas des installations de production continue de froid tel que les « Chillers ». Pour cela, et pour présenter une synthèse bibliographique claire des activités de recherche appliquées et les projets de réfrigération solaire par adsorption en cours, il est convenable de les classer en deux catégories différentes : réfrigérateurs à adsorption, avec un seul adsorbant, qui fonctionnent en cycle intermittent et refroidisseurs à adsorption à double adsorbants (Chiller).

Ce chapitre présente un état de l'art des installations solaires à adsorption ainsi que des techniques de rafraîchissement solaire les plus courantes. Notre objectif est de donner une vue générale sur les techniques utilisées dans le domaine de production de froid par le phénomène d'adsorption. Pour cela, il nous semble qu'il est approprié de présenter ici seuls les travaux expérimentaux dans le domaine de production de froid par adsorption qui utilisent l'énergie solaire comme source chaude.

Ainsi, les activités de recherche appliquées et les projets de réfrigération solaire à adsorption en cours sont présentés et discutés en se basant sur les principaux résultats et les performances de chaque installation.

1 Réfrigérateur à adsorption « Cycle intermittent »

Boubakri et al. [29-32] ont développé depuis plusieurs années à SADIM utilisant du charbon actif (figure 2.1). Les essais expérimentaux ont été réalisés pendant une longue période à Agadir (latitude 30.4°N, au sud du Maroc, de l'été 1990), où le climat méditerranéen est relativement favorable pour les machines de réfrigération solaire [31]: l'insolation moyenne annuelle ($19,54 \text{ MJ m}^{-2}$), la température ambiante pendant la journée (24 °C) et de nuit (15 °C). Ceci est en concordance avec les simulations effectuées par Le Pierrès[33] pour un

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

réfrigérateur solaire de faible température à Casablanca (latitude 33.31N, Maroc). Le nouvel élément principal de l'appareil proposé est le fait que le capteur solaire et le condenseur sont assemblés en une seule pièce (figure 2.1) [29-32]. Les ailettes situées à la surface arrière du capteur solaire assurent la condensation du réfrigérant. Le Charbon actif / méthanol est utilisé comme le couple de travail. Une production de glace quotidienne de plus de 5 kg et un COP solaire de 0,12 ont été atteints. La machine est mise sur le marché dans les années 80 par Brissoneau et Lotz- Marine (BLM), (une société française qui a cependant arrêté la production parce que le produit était trop cher (1500 \$ US) pour une production de glace journalière égal à 5,5 kg avant la fin des années 80 [34]). La nouvelle conception de la machine utilise un échangeur de chaleur unique jouant alternativement le rôle de condenseur et d'évaporateur [32, 35]. Il est prévu que cette nouvelle conception aboutirait à une meilleure performance de la machine tout en réduisant son poids et son coût.

Lemmini et Errougani [36] ont construit et testé un système de réfrigération solaire à adsorption en utilisant le couple charbon actif (AC35)-méthanol à Rabat (Maroc). Le système se compose d'un collecteur à plaque plane, un condenseur et un évaporateur dans une chambre froide. Les résultats expérimentaux montrent que l'appareil peut produire du froid, même pour les jours pluvieux et nuageux et le COP solaire comprise entre 0,05 et 0,08 pour une irradiation entre 12000 et 27000 kJ/m² et une température ambiante moyenne quotidienne entre 14 et 18 °C et la plus basse température atteinte par l'évaporateur entre -5 et 8 °C. La disposition de l'unité expérimentale est illustrée sur la figure 2.2.

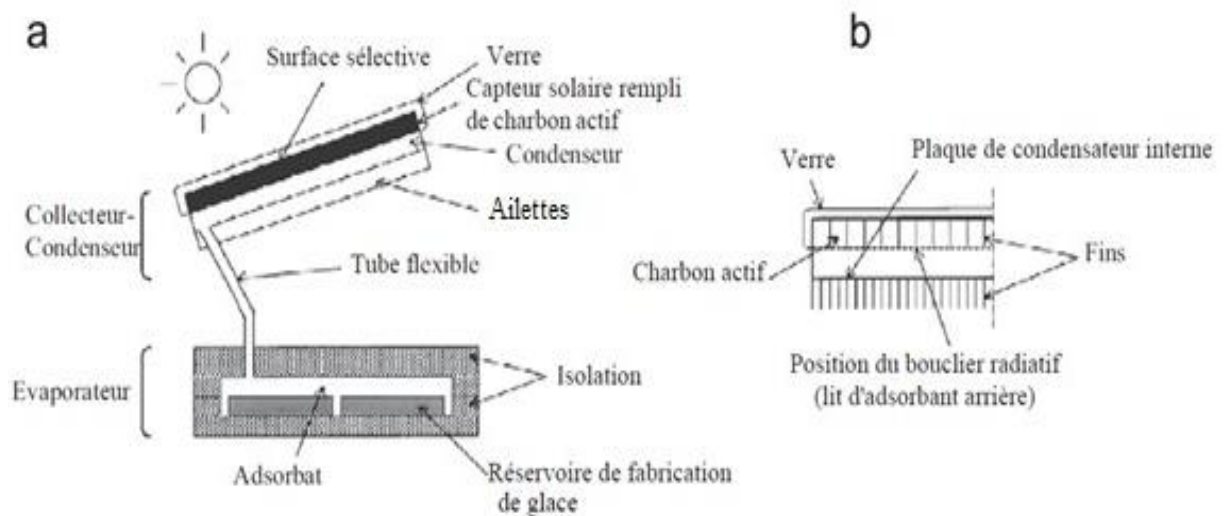


Figure 2.1. Schéma de la technologie de machine à glace (capteur – condenseur) [31].

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

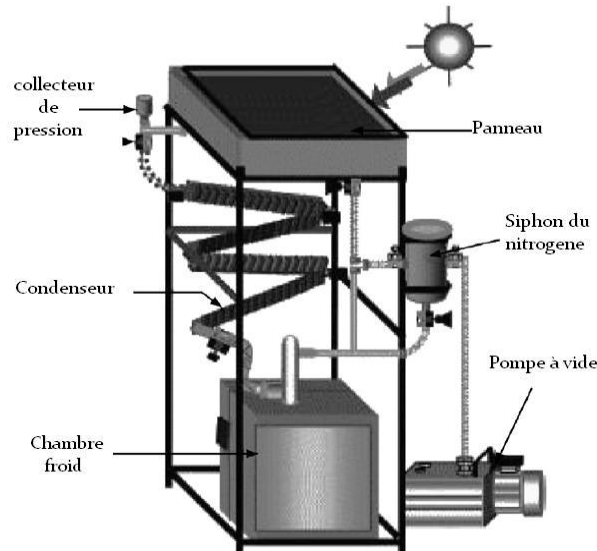


Figure 2.2. Disposition de l'unité expérimentale de Errougani et Lemmini[36].

D'après Fan et al. [37] un grand nombre de travaux de recherche sur la réfrigération d'adsorption ont été faits à l'université de Shanghai Jiao Tong depuis 1993 en Chine. Plusieurs prototypes de machines à glaçons d'adsorption ont été développés et testés dans les années passées. Fan et al. [37] ajoutent qu'une nouvelle machine de congélation solaire, développée aussi par l'Université chinoise, peut produire 4-5 kg de glaces chaque jour ensoleillé, dans des conditions de l'ordre de 18-22 MJ/m², avec le prix pas plus de 250\$US par 1m² du capteur. Cette amélioration économique de ces machines de congélation solaire est aujourd'hui fabriquée pour les applications de masse en Chine.

Un prototype d'un processus d'adsorption solide-gaz avec BaCl₂-ammoniac réaction chimique et de transformation liquide-gaz d'ammoniac à des fins de congélation a été construit et testé dans le laboratoire PROMES à Perpignan, France [33]. Les résultats expérimentaux ont prouvé qu'il est possible de produire du froid avec des températures de moins de -20 °C et une température minimale de -30.5 °C peut être atteinte, le COP solaire obtenu est de 0,061 ce qui est comparable avec les performances présentées par d'autres systèmes. Leurs résultats peuvent ensuite servir de guides pour la production de froid à basse température par l'énergie solaire.

Li et al. [38] en 2001 ont construit une machine à adsorption solide à glaçons froid avec charbon-méthanol comme un couple de travail. Les résultats expérimentaux montrent que le COP thermique est d'environ 0,45 et le COP solaire est d'environ 0,12 à 0,14, avec environ 5-6 kg de glace produites par m² de collecteur.

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

Après quelques améliorations, une semblable machine solaire à glaçons sans vannes a été construite en 2004 par Li et al [39]. Pour ce système, il n'y a pas de réservoirs, ni vanne de raccordement ou vanne d'étranglement ce qui rend la structure du système très simple (figure 2.3). Les résultats expérimentaux ont montré que 6,0-7,0 kg de glace peuvent être obtenues lorsque le gisement solaire est d'environ 17-20 MJ/m² avec un COP solaire d'environ de 0,13 à 0,15. Dans des conditions extérieures, le système peut produire 4,0 kg de glace avec un COP d'environ 0,12 lorsque le gisement solaire total reçu est d'environ 16-18MJ/m².

Medini et al. [40] ont étudié une machine solaire à adsorption sans vannes pour la production de la glace avec une surface de collecteur 0.8m² en 1991. Le prototype utilisé fonctionne par un cycle intermittent en utilisant le couple charbon actif (AC35-méthanol) comme couple de travail. Les résultats ont montré qu'avec une efficacité de collecteur de 0,41 et un COP thermique de 0,40, il est possible d'obtenir un COP solaire de 0,15, et de produire 4 kg de glace par jour pendant l'été.

En 1994, R. Critoph [41] a construit un petit réfrigérateur solaire à adsorption solide. Le collecteur est de 1,4 m² de surface et contient 17 kg de charbon actif. La chambre froide est à distance du capteur/adsorbeur, reliée à lui par un tuyau flexible en acier. Le petit prototype peut produire jusqu'à 4 kg de glace par jour. Sumathy et Li [42] ont exploité l'énergie solaire pour produire la glace avec le couple d'adsorption solide charbon actif /méthanol, en utilisant un capteur adsorbeur de plaque plane avec une surface de 0.92m². NM Khattab[43] a développé un réfrigérateur solaire à

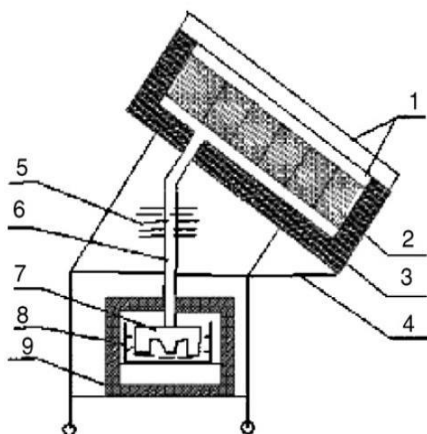


Figure 2.3. Le schéma du glaçons solaire sans valve : (1) plaque de couverture, (2) lit adsorbant, (3) les matériaux d'isolation, (4) de glace cadre, (5) condenseur, (6) des conduits de raccordement, (7) évaporateur, (8) réservoir d'eau (9) boîte d'isolation [39].

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

adsorption en utilisant le charbon de bois (de type local domestique) et le méthanol comme couple de travail, l'évaporateur et le condenseur associés à l'autre extrémité et un agencement simple de réflecteurs plans pour chauffer le générateur. Les résultats des tests montrent que, la production quotidienne de glace est de 6,9 et 9,4 kg/m² et le COP solaire net est de 0,136 et 0,159 pour les climats froid et chaud, respectivement.

Un réfrigérateur solaire a été conçu, dimensionné, construit et testé en 2007-2008 à l'Université de technologie de Tshwane en Afrique du Sud (figure 2.4) [44]. Le couple de travail choisi est le (gel de silice / H₂O) pour sa température de régénération relativement faible (80-100 °C). La conception des composants du système est détaillée par Nwamba[44]. Pour un refroidissement naturel par une température ambiante de condensation de 35 °C, l'eau refroidie (6-15 °C) est délivrée par le réfrigérateur. Cependant, la température de l'enceinte froide augmente au-delà de 10°C et jusqu'à 35°C pendant la journée, répondant à l'objectif de la machine, qui est la conservation des fruits et légumes (4-10°C). Cet inconvénient est dû de divers facteurs, principalement une isolation insuffisante de l'enceinte froide et les fuites d'air entrant dans le processus (jusqu'à 50 mbar, après cinq jours de fonctionnement). Ce dernier est connu pour être très nuisible aux processus de sorption, comme l'a rapporté par Kreussler et al. [45] qui ont examiné un réfrigérateur solaire utilisant (zéolite / H₂O) pour les pays en voie de développement. Un faible COP solaire de 0,058 a été atteint. Le coût du réfrigérateur solaire a été estimé plus de 3600 €. L'auteur estime que le coût pourrait être beaucoup plus élevé, car une main d'œuvre hautement qualifiée et une technologie de vide est nécessaire. L'étude a également fait une comparaison économique entre la réfrigération assistée par le solaire et d'un réfrigérateur classique pour ouvrir la voie à de futures études.

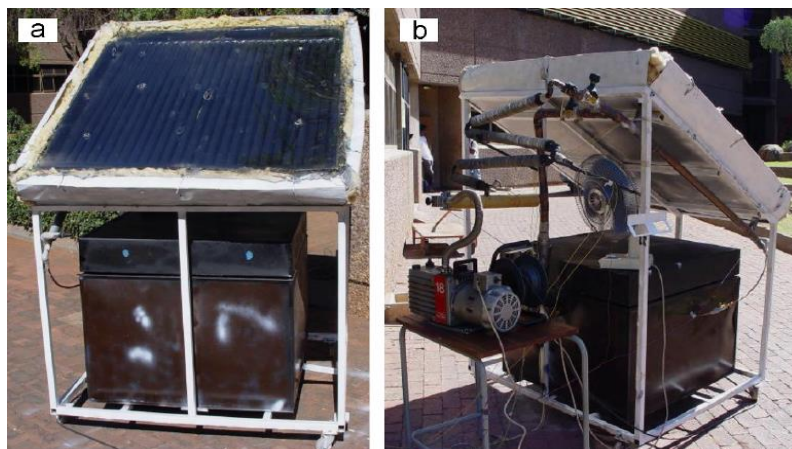


Figure 2.4. Photo du réfrigérateur à adsorption à l'Université de technologie de Tshwane (Afrique du Sud): (a) avant et (b) vue arrière[44].

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

Certaines activités de vulgarisation de la technologie de réfrigération par adsorption solaire ont été menées par la NGO Suisse "Centre Écologique Albert Schweitzer» de Ouagadougou (CAES-BF). Les activités de recherche ont été principalement portées par certains partenaires européens de l'NGO. Basé sur diverses activités de recherche menées depuis les années 80 par le CNRS (France), le LESBAT (Suisse) a construit en 1999 un prototype de démonstration (figure 2.5) et de divers prototypes à l'échelle de laboratoire dont le développement conduit à une RS solaire qui pourrait être assemblée dans les pays en voie de développement [21, 46, 47]. Au moins deux prototypes ont été testés avec succès à Ouagadougou (latitude 12.3°N, Burkina Faso, Sahel pays). Le premier est basé sur le (carbone actif / méthanol), a été construit en 1999 et testé à Ouagadougou [21]. Les principales caractéristiques de la machine sont présentées sur le Tableau 2.2. A part la technologie du vide, l'appareil complet peut être construit localement. Une mesure typique des essais, qui durent trois semaines à Ouagadougou, a été rapportée en détail [47].

La différence de température entre le condenseur et l'air ambiant est toujours inférieure à 5 °C. L'évaporateur reste à 0 °C, ou en dessous, tout le long de la journée. Les auteurs rapportent que les COPs solaires sont dans la gamme de 0,09 à 0,13, selon les conditions climatiques pendant trois semaines (insolation: 19- 25 MJ m⁻²; température moyenne: lever du soleil: 27,4 °C, l'après-midi: 37,4 °C). Ils ont également rapporté que l'utilisation d'un volet de ventilation ouvert pendant la nuit pour augmenter le refroidissement nocturne du

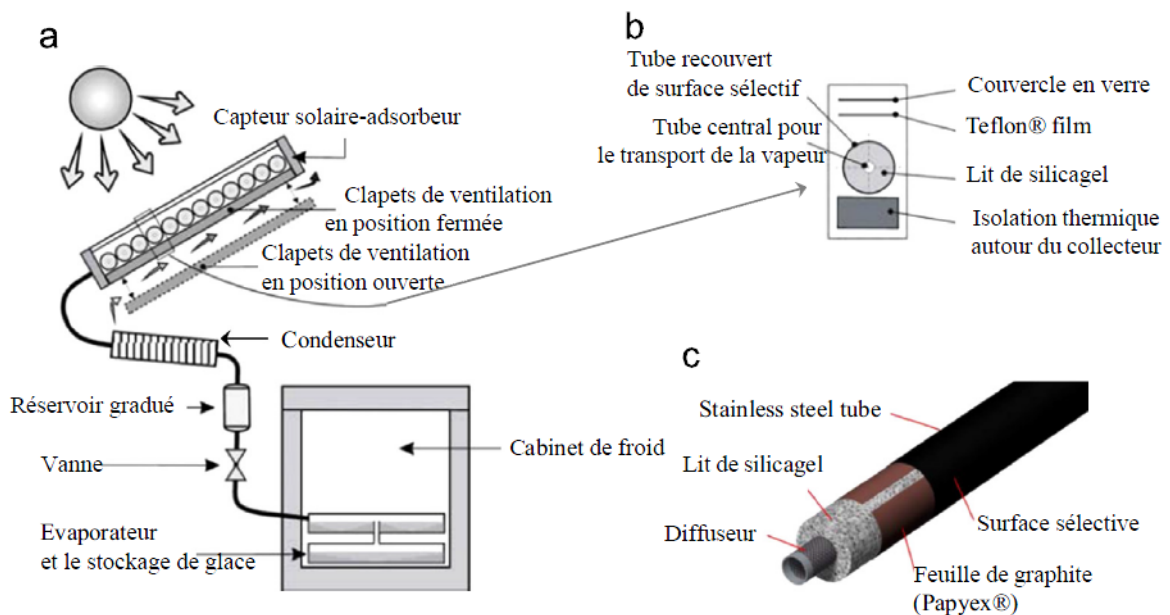


Figure 2.5. Schéma du réfrigérateur solaire à adsorption testé à Ouagadougou [21].

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

collecteur-adsorbent, ceci augmente le rendement du réfrigérateur d'environ un tiers. Ce volet de ventilation est destiné à être la seule partie mobile du réfrigérateur. L'utilisation de panneaux d'isolation sous vide (VIP) avec une épaisseur de 40 mm permet d'avoir un volume optimal de l'armoire froide.

En été 2002, un autre réfrigérateur, en utilisant cette fois (gel de silice / eau) (figure 2.6) comme couple de travail a été testé à Ouagadougou [20]. La vanne qui sépare les récipients à haute et basse pression a été conçue par le LESBAT. Elle est automatique et n'a aucun contrôle électronique [47].

Dans la même année, le (CEAS-BF) a mis en œuvre une étude de marché au Burkina Faso. Le résultat a indiqué que plus de cent réfrigérateurs pourraient être vendus chaque année pendant trois ans aux (ONGs), hôpitaux, hôtels et aux coopératives agricoles tant que le prix est moins de 1150 € [47]. Par conséquent, le défi consiste à être en mesure de produire la machine localement avec une main d'œuvre locale qualifiée sans dépasser le prix [47]. La machine a été portée en 2009 sur le marché sous le nom (SOLAREF) (figure 2.6). La promotion est basée sur le concept du commerce coopératif, créé par (SOLAREF) [46]: Ces réfrigérateurs pourraient être vendus que si la population locale est formée pour l'assemblage, l'installation et la réparation des appareils. Les principales caractéristiques des réfrigérateurs (deux modèles commerciaux) sont données dans le Tableau 2.1. Ils sont conçus pour garder les vaccins et les aliments au froid pendant trois jours consécutifs pour des conditions extrêmes de température, comme 43 °C dans la journée et 34 °C pendant la nuit [46], après cinq jours ensoleillés consécutifs (moyenne journalière: 30 MJ m⁻²). Aucune maintenance n'est nécessaire et le réfrigérateur est sans aucune pièce mécanique mobile et aucune action humaine pour le fonctionnement quotidien n'est nécessaire. Bien que (SOLAREF) a reçu plusieurs prix prestigieux [46] pour le produit, en 2010, (SOLAREF) a montré sa déception et a rapporté que seulement une dizaine de réfrigérateurs ont été vendus dans les pays africains depuis qu'ils ont démarré [46]. Selon le promoteur, l'acquisition des réfrigérateurs par les hôpitaux est habituellement une longue, complexe et difficile procédure financière. Il est parfois plus facile pour un centre sanitaire d'acheter de nouveaux vaccins que de préserver ceux qui ont déjà été achetés.



Figure 2.6. Photo d'un SADIM de SOLAREF à Ouagadougou [46].

Tableau 2.1. Données des deux modèles de réfrigérateurs commerciaux SOLAREF [46, 48].

Modèle	SR70	SR200
Capacité de l'armoire froide	70 l	200 l
Surface de capteurs solaires	1 x 1 m ²	2 x 1 m ²
Prix	5500-6000 €	8400 €
Volume du réfrigérateur	1 m ³	-
Poids	150 kg	-

Les travaux de recherche sur la réfrigération solaire effectués conjointement par le Centre de recherche sur l'énergie et le développement (Université du Nigeria, Nsukka: UNN, latitude 6.91N) et de l'Université fédérale de Technologie de Owerri (Nigeria, la latitude 5.91N) est l'une des plus longues-terme et soutenue dans le domaine de production de froid par adsorption en Afrique, pendant plus de trois décennies [49-60]. Ces activités ont porté principalement sur le développement d'un réfrigérateur solaire à adsorption en utilisant autant que possible des matériaux disponibles localement. Prototypes de deux RS solaires différents ont été conçus, construits et testés. Le premier fonctionne par (CaCl₂ / NH₃) comme couple de travail [57]. CaSO₄ et le ciment ont été mélangés avec du CaCl₂ afin d'obtenir un adsorbant plus stable [57]. L'adsorbant a été installé dans une unité (collecteur / adsorbant / générateur) combinée qui comporte une plaque de collecteur de surface totale de 1,41 m². Un condenseur-évaporatif à eau stagnante est fabriqué de parpaings renforcés et un

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

évaporateur enroulé en spirale qui est installé directement sous l'adsorbant. Un refroidissement équivalent à une production de glace à $1 \text{ kg jour}^{-1} \text{ m}^{-2}$ a été produite par le réfrigérateur solaire. Un autre développement de l'adsorbant, ce qu'on appelle "Nsukkanut", a été menée afin de traiter certains problèmes de la matière (gonflement, le compactage, la désintégration, faible conductivité thermique, etc.) lors du maintien d'une porosité suffisante [49]. Par conséquent, diverses propriétés thermodynamiques de la "Nsukkanut" ont été profondément étudiées [51, 52]. Le nouveau adsorbant a été utilisé dans le prototype original pour les mesures de performance à long terme [50]. Après plus de 40 tests sur des variations climatiques annuelles à Nsukka, aucune réduction de la performance de l'unité n'a été observée. Le plus haut rendement quotidien d'un prototype avec un capteur de $1,41 \text{ m}^2$ a produit $1,65 \text{ kg m}^{-2}$ de glace [50]. Le COP solaire varié au de 0,008 au 0,053, ce qui est faible considérant que les COPs solaire de 0,1 ou plus sont possibles pour les réfrigérateurs solaires à adsorption.

Plus tard, un RS solaire similaire, en utilisant cette fois (charbon actif / méthanol) comme couple de travail, a été étudié à l'UNN. Un prototype a été conçu, construit et testé. Certaines fonctionnalités liées à la construction du prototype sont donnés dans le Tableau 2.2. Les chercheurs ont sélectionné le couple de travail (charbon actif/méthanol) pour les nombreux avantages qu'il offre [56]: matériau peu coûteux facilement disponibles ou pouvant être produite dans la plupart des pays en développement, la construction relativement facile en raison des conditions de fonctionnement à basse pression, stabilité chimique, COP renforcée. Le réfrigérateur est composé de trois éléments principaux (figures 7a, 8, et tableau 2.2) [54, 59]: Un capteur solaire (collecteur / générateur / absorbeur), un condenseur évaporatif et un évaporateur (figure 2.7b).

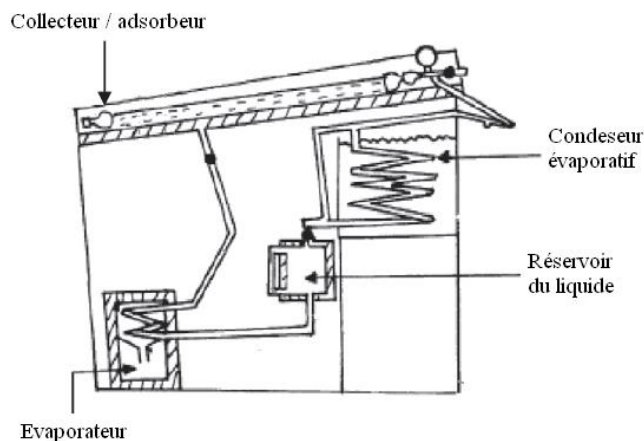


Figure 2.7.a. Présentation schématique du deuxième SAdIM construit à UNN

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

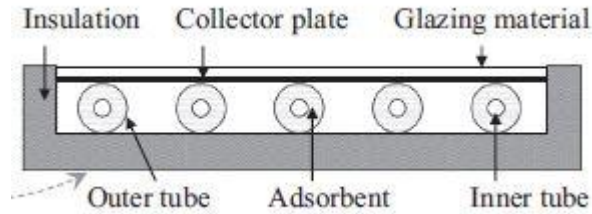


Figure 2.7.b. Collecteur/adsorbeur de SAdIM de l'UNN



Figure 2.8. Photo du réfrigérateur solaire construit à l'UNN [54].

Récemment en Portugal, Brites et al. [61] ont testé avec succès un prototype de réfrigération à adsorption solaire fonctionne par le gel de silice/eau comme un couple de travail (figure 2.9). Le but est de maintenir la température de l'évaporateur proche de 0°C à partir du premier jour de fonctionnement, produire une quantité de glace suffisante pour maintenir la température de l'enceinte frigorifique stable durant deux jours dans le cas de l'absence du soleil. La capacité frigorifique du prototype développé est suffisante pour refroidir à 0°C quatre bouteilles en plastique d'eau de 1,5 l de chacune. La puissance frigorifique journalière moyenne est d'environ 75 W.

La comparaison des résultats expérimentaux avec ceux obtenus à partir de la simulation numérique a montré qu'il est possible d'améliorer les performances solaires du réfrigérateur. Le réfrigérateur amélioré a une capacité frigorifique de trois fois plus que la capacité du réfrigérateur ancien. La puissance frigorifique journalière moyenne est de 225 W. Les auteurs ont fait une étude de l'influence de quelques paramètres sur les performances du réfrigérateur solaire. Cette étude permet d'identifier l'amélioration significative possible, de concevoir et de dimensionner les nouveaux réfrigérateurs avec des performances améliorées. L'étude a également permis d'obtenir les principaux paramètres qui conduisent à

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

l'amélioration du système avec un coefficient de performance comparable avec les valeurs les plus élevées rapportées dans la littérature. Les résultats de Brites et al. [61] sont donc pertinents pour des études plus poussées dans le domaine, ainsi que pour la conception et le fonctionnement de ce type de systèmes.

Récemment, une équipe de chercheurs algériens ont réalisé et testé avec succès dans le Centre de Développement des Energies Renouvelables, CDER, une machine frigorifique solaire à adsorption en utilisant le gel de silice / eau comme couple de travail dans les conditions climatiques de Bou-Ismaïl, Algérie [62]. Le réfrigérateur consiste essentiellement en trois composantes : collecteur-adsorbeur (lit d'adsorbant tubulaire, surface réfléchissante et 4,5 kg de gel de silice), condenseur à air (tube lisse), et un évaporateur, ainsi que d'autres éléments supplémentaires (figure 2.10). Les tests sont effectués dans le mois de Juillet 2015. Les résultats expérimentaux indiquent que la température de génération varie de 95 à 117 °C pour une température ambiante moyenne de 33°C. La température de condensation varie de 45 à 53 °C et +5 °C comme température minimale d'évaporateur. Les valeurs de pression enregistrées dans le lit d'adsorbant sont de l'ordre de 80 à 100 mbar. Le COP solaire de la machine allant de 0.083 à 0.09. En comparant la conception du réfrigérateur réalisé par [62] à d'autres systèmes de réfrigération par adsorption dans la littérature [36, 63, 64], le réfrigérateur Algérien présente une nouvelle construction pratique du collecteur-adsorbeur, du condenseur et de l'évaporateur. Les principales améliorations de cette conception sont : le transfert de chaleur amélioré en utilisant la surface réfléchissante, les exigences d'entretien réduites et sa surface de capteur réduite.

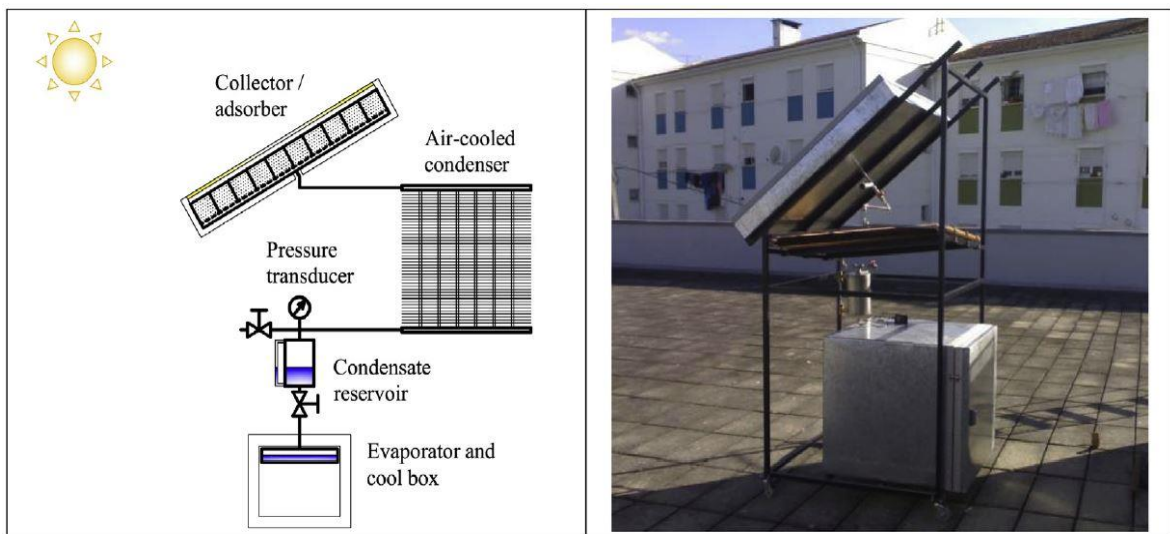


Figure 2.9. Schéma et photo du réfrigérateur solaire construit et testé par G.J.V.N. Brites[61].



Figure 2.10. Photo de la machine expérimentale du réfrigérateur solaire de F. Bouzeffour [62].

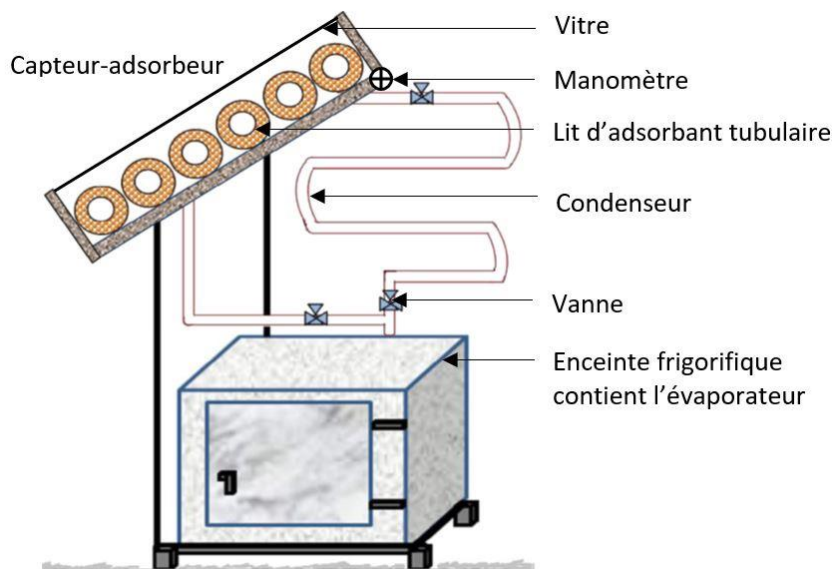


Figure 2.11. Représentation schématique du réfrigérateur solaire de F. Bouzeffour [62].

Un lit d'adsorbant sous forme d'un tube à ailettes en alliage d'aluminium de grand diamètre a été conçu et optimisé par Jit et al. [65] en Chine en améliorant le transfert de chaleur et de masse dans le collecteur (figures 2.12 et 2.13). L'efficacité de collection du collecteur était comprise entre 31,64 % et 42,7%, et la distribution de la température dans le lit d'adsorbant était relativement uniforme. Certaines expériences correspondant au processus d'adsorption / désorption avec et sans vannes de contrôle ont été conduites dans quatre conditions météorologiques typiques : ensoleillées avec ciel clair, ensoleillées avec ciel nuageux, ciel nuageux et ciel couvert. Le Charbon actif / Méthanol a été utilisé comme couple de

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

fonctionnement dans les expériences. Les tests ont atteint un COP maximal de 0.122 et une quantité de glace quotidienne maximale produite de 6,5 kg. Les résultats montrent que sous les conditions météorologiques ensoleillées avec ciel clair, ensoleillées avec ciel nuageux et ciel nuageux, le phénomène de production de glace a été observé. Même dans les conditions météorologiques du ciel couvert, l'efficacité de refroidissement du système a atteint 0.039 lorsque le rayonnement solaire total a atteint 11,51 MJ. Ainsi, l'efficacité de refroidissement du système solaire avec la vanne de contrôle dans le processus d'adsorption/désorption était significativement plus élevée que celle sans vanne de contrôle.

Le tableau ci-dessous (Tableau 2.2) résume les caractéristiques principales et les performances de certains réfrigérateurs solaires à adsorption mentionnés plus haut.



Figure 2.12. Configuration de l'enveloppe d'adsorption des tubes à ailettes [65].

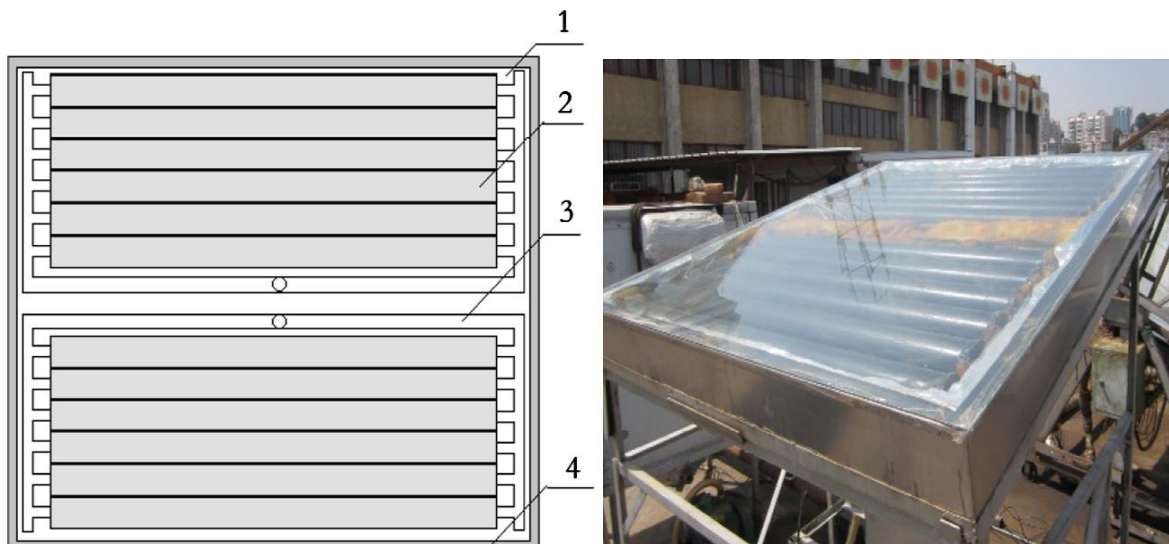


Figure 2.13. Structure du collecteur et lit d'adsorbant [65]. (1) Vitre, (2) Enveloppe de tube à ailettes, (3) collecteur des tubes et (4) cadre.

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

Tableau 2.2. Principaux éléments et performances de la partie de la RS solaire.

Pays	Auteurs	Le couple	Capteur/générateur	Condenseur	Évaporateur	Cabinet froide	performance	Ref
Chine	Li et al. 2004	Charbon actif / méthanol	Capteur plan 0,75 m ² , 44 kg de charbon	Tubes en cuivre avec des ailettes en aluminium Surface d'échange 4,5 m ² .	Une série de huit cellules trapézoïdales 220 mm· 320 mm· 100 mm 0,28 m ²	-	6,0-7,0 kg par m ² 0,13 à 0,15	[38, 39]
	Ji et al. 2014	Charbon actif / méthanol	Capteur tubulaire 1560 mm x 1320 mm x 150 mm Surface: 1.1 m ² 29 kg de charbon actif Diametre externe/interne 90/40	Condenseur à air de type tubes à ailettes	-	-	COP solaire : 0,122 Température de génération: 80 °C. Production quotidienne de glace : 6,5 kg	[65]
Tunisie	Medini et al. 1990	Charbon actif / méthanol	Capteur plan Surface : 0,8 m ² 15 kg de charbon actif	Echangeur du type à immersion complète lors de la condensation	Echangeur du type des canaux seulement pendant l'évaporation. Surface d'échange 0,24m ²	Volume : 18 l	COP solaire : 0,15 7 kg de glace	[40]
Egypt	NM Khattab 2004	Charbon actif / méthanol	Tubulaire Diamètre externe/interne 50/20 mm 0,6 kg de charbon actif	Tube lisse Longueur : 0,5 m Diamètre : 0,015 m	-	-	COP solaire : 0,159 Température de génération : 120-133 °C Production quotidienne de glace : 6,9 et 9,4 kg/m ² Température de refroidissement : -1	[43]
Portugal	Brites et al. 2016	Gel de silice/ eau	Capteur plan Surface : 1m ² 30 kg de gel de silice	Condenseur à air 6 tubes en cuivre connectés avec deux collecteurs Nombre des ailettes : 100 Surface d'échange : 20m ²	Surface d'échange : 0,2 m ²	Volume : 15 l	COP solaire : 0,061 Température de refroidissement: 0°C	[61]
Algérie	F. Bouzeffour 2016	Gel de silice/ eau	Capteur tubulaire Surface : 0,7x0,9 m 4,5 kg de gel de silice Diameter externe/interne 40/14	condenseur à air (tube lisse) Diamètre externe/interne: 9/7 mm	Tube lisse Diamètre externe/interne : 40/38cm Volume : 0,8 l	Volume : 15 l	COP solaire : 0,083 à 0,09 Température de génération varie : 95-117 °C Température ambiante moyenne : de 33°C Température minimale d'évaporateur : +5 °C	[62]
Nigeria	E.E. Anyanwu 2003		Capteur plan Surface effective : 1.2 m ² Angle d'inclinaison : 7° 6 tubes du capteur Diamètre extérieur 60,3/52,5 mm Tube intérieure avec perforation : 21,3/15,8 mm La longueur du tube : 1.64 m ² La masse de générateur : 60 kg	Condenseur évaporatif installé dans le bain d'eau Serpentin en acier : Longueur : 4,78 m Diamètre : 21,34/15,8 mm	enroulé en spirale Longueur : 1,62 m Diamètre : 2,7/0,9 mm	Contenu du réservoir d'eau : 3 kg	COP Solaire : 0,007-0,015 Température de refroidissement: 1°C Période de génération : 6,5-8 h Température maximale de génération : 96°C Température ambiante moyenne : 22,2-34 °C	[54]
	A. Boubakri et al. 1992	Charbon actif / méthanol	Surface : 2m ² Angle d'inclinaison : 20° MAXSORB surface sélective Condenseur refroidi par l'air avec des ailettes (7,5m ²) intégré dans le générateur 20 kg de charbon actif	Intégré au générateur	Acier surface : 0,3 m ²	Réservoir d'eau de 5,2 l (bac à glaçons)	COP Solaire : 0,12 Production quotidienne de glace : > 5 kg	[29]
Maroc	F. Lemmini et A. Errougani 2005	Charbon actif / méthanol	Surface effective : 0,73 m ² Volets amovibles 15 kg de charbon actif (AC35)	Condenseur refroidi par air Tube en cuivre : Diamètre : 26/28 mm Longueur : 5,2 m Superficie totale des ailettes : 7,5 m ²	Tube en cuivre Diamètre : 38/40 mm surface totale : 0,61 m ²	Volume disponible : 113 l Isolation : 100 mm de laine de verre	COP Solaire : 0,02-0,08	[36]
Afrique du sud	Nwamba 2008	Silicagel/eau	capteur plan Angle d'inclinaison : 30° Surface effective : 0,73 m ² 25 tubes Diamètre : 42/39 mm Longueur : 1240 mm 30 kg de Silicagel	condenseur à air par convection naturelle Tube en cuivre : Diamètre : 22 mm Longueur : 7,15 m Ailettes en aluminium : 2m ²	Tube en cuivre Diamètre : 54/51 mm Longueur : 7 m surface totale : 1,2 m ²	Réservoir d'eau de 25 l (bac à glaçons) Volume disponible : 216 l Isolation : 100 mm de Energylite	COP Solaire : 0,058 Eau glacée (6-15 °C) a été produit mais la température significative augmenter pendant la journée problèmes des fuites d'air	[44]

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

Burkina faso	Hildbrand al. 2005	at	Charbon actif / méthanol	Capteur plat à vitrage simple Surface totale : 2 m ² Angle d'inclinaison : 14.2° 12 tubes Diamètre : 70 mm épaisseur : 1 mm Couche sélective (Maxorb) Absorption : 0.9, émissivité : 0.10-0.15 Tube central (grille métallique) diamètre : 10mm isolation : 30 mm laine de verre 40 kg d'Activate carbone AC40	Condenseur refroidi par l'air avec des ailettes externes Superficie totale des ailettes : 6 m ² Longueur : 2 m	Diamètre : 50 mm Surface totale : 1.7 m ²	Réservoir d'eau de 40 l (bac à glaçons) Volume disponible : 440 l isolation : 150 mm de polystyrène expansé	COP Solaire : 0.09-0.13 (insolation 19-25 MJ m ⁻² température moyenne: lever du soleil 27.4°C, l'après-midi: 37.4°C)	[20, 21, 47]
	SOLARREF 2000		Charbon actif / méthanol	Surface : 1m ² Environ de 60 kg de charbon actif	Tubes à ailettes	Tubes lisse	Volume : 70 l	Température de refroidissement : 0 à +6 °C	[46]
France	Nolwenn Pierrès 2005	Le	BaCl ₂ / amoniac	Capteur plan 45 kg de BaCl ₂ Surface : 6 m ²	Tubes à ailettes Surface d'échange : 9 m ² Volume : 0,0017 m ³	Tubes à ailettes Surface d'échange : 22m ² Volume : 0,001 m ³	Volume : 500 litres	COP solaire : 0,061 Température maximale de génération:70-80 °C Température de refroidissement minimale : -30,5	[33]

2 Refroidisseur à adsorption avec double adsorbeur (Chiller)

Un nouveau refroidisseur à adsorption à simple effet avec une capacité de 7,5 kW, a été développé par SorTech en Allemagne (2008) pour la climatisation solaire, ce dernier a une conception compact (0,795m de longueur, 1.10m de largeur et 1,19m d'hauteur) comme le montre la figure 2.14 [66].

Le refroidisseur est basé sur le développement d'une nouvelle technologie de revêtement de SorTech AG et est actuellement intégré dans le Chillii. Le système est développé pour des bâtiments résidentiels et de bureaux ainsi que d'autres applications de refroidissement. La capacité de refroidissement est de 5,5 kW à une température de l'eau chaude de 67/75 °C et eau froide de 15/18 °C. Les résultats expérimentaux du système montrent que la puissance frigorifique augmente de 1,2 à 5,5 kW lorsque la température de source chaude augmente de 57 à 80 °C. Les premières expériences des systèmes de refroidissement solaires installés ont montré que les refroidisseurs fonctionnent très bien [66].

Le procédé de base de production de froid est la compression d'un fluide frigorigène ce qui provoque l'évaporation du liquide à basse température et pression, et de condensation de la vapeur à des températures et des pressions plus élevées. Au lieu de la compression mécanique comme dans les équipements électriques des climatiseurs, les refroidisseurs à adsorption utilisent l'énergie thermique pour la compression du fluide. Le principe de base de la compression thermique est l'ab ou adsorption du réfrigérant dans un



Figure 2.14. Photo du Chiller à adsorption de Jakob et al [66].

matériau liquide ou solide, Alors que les refroidisseurs à absorption utilisent le liquide lithium-bromure, et dans l'adsorption des adsorbants solides comme le gel de silice ou zéolithes sont utilisés.

Dans les deux machines, le réfrigérant est de l'eau, ce qui entraîne que la tâche technique de la machine doit être exploitée à des pressions très faibles dans une enceinte de confinement étanche au vide [66].

Etape 1 : Désorption – séchage de l'adsorbant

L'adsorbant est séché par un apport de chaleur. La vapeur de réfrigérant est libérée, s'écoule dans le condenseur et est se liquéfié là-bas en cédant sa chaleur au milieu extérieur. Lorsque l'adsorbant est séché l'apport de chaleur dans l'adsorbeur est arrêté et la soupape supérieure se ferme (voir la figure 2.15).

Etape 2 : Adsorption – la vapeur de réfrigérant est adsorbée à la surface de l'adsorbant

Après une phase de refroidissement de l'adsorbeur, La vanne inférieure à l'évaporateur s'ouvre et l'adsorbant sec adsorbe la vapeur d'eau. Dans l'évaporateur, l'eau s'évapore et génère le froid, qui peut être utilisé pour la climatisation.

Etape 3 : Retour de condensat

Dans une dernière étape, le condensat liquide est renvoyé à l'évaporateur et le circuit est fermé. Afin de réaliser une production continue de froid, deux adsorbeur en combinaison fonctionnent en même temps, le premier adsorbeur désorbe la vapeur de réfrigérant tandis que le deuxième adsorbeur génère le froid par adsorption.

Liu et al en 2005 [67] ont développé un refroidisseur d'eau (Chiller) avec une conception innovante (figure 2.16). Dans ce système, il n'y a pas de vannes de réfrigérant, le problème de la résistance au transfert de masse résultant de la chute de pression dans les systèmes

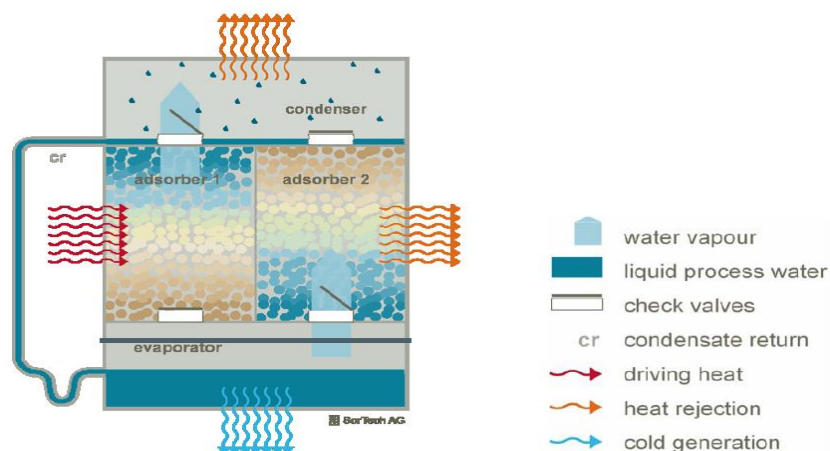


Figure 2.15. Processus de fonctionnement du refroidisseur d'adsorption (Chiller) [66].

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

classiques lorsque le méthanol ou l'eau sont utilisés comme des fluides frigorigènes peut être résolu complètement. Le Gel de silice / Eau est utilisé comme un couple de travail et le procédé de récupération de masse est adopté pour utiliser une source de chaleur à basse température allant de 70 à 85 °C de manière efficace. Les résultats expérimentaux montrent que le refroidisseur (26,4 kg de gel de silice dans chaque adsorbeur) a une capacité frigorifique de 2 à 7,3 kW et un COP allant de 0,2 à 0,42 selon différentes températures d'évaporation. Dans le même travail et dans le but de résoudre les problèmes qui existent dans le premier prototype, un deuxième prototype a été conçu et fabriqué pour améliorer les performances du système (figure 2.17). Les données expérimentales montrent que la performance du nouveau prototype a été grandement améliorée avec une température de source chaude de 80 °C, un COP supérieur à 0,5 et une capacité frigorifique de 9 kW à une température d'évaporation de 13 °C.

Un refroidisseur solaire à adsorption de 1 kW a également été réalisé par Yang et al. en 2006 [68]. Le prototype a une dimension de 500 mm de largeur, 300 mm d'épaisseur et 950 mm d'hauteur. La figure 2.18 montre une vue d'ensemble et le schéma du prototype. Aux

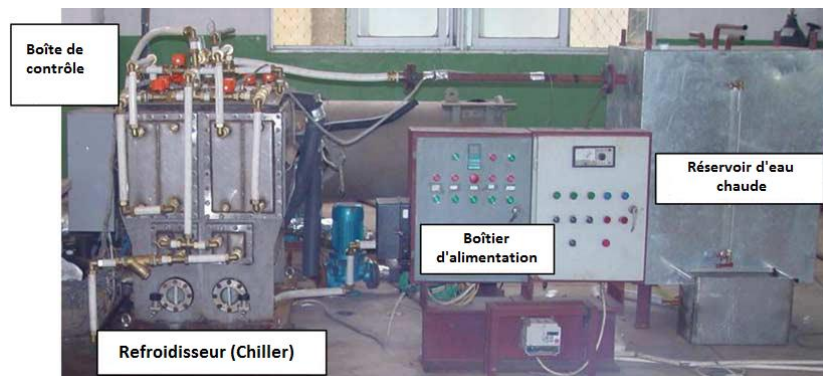


Figure 2.16. Image du premier refroidisseur d'adsorption de Liu et al. [67].

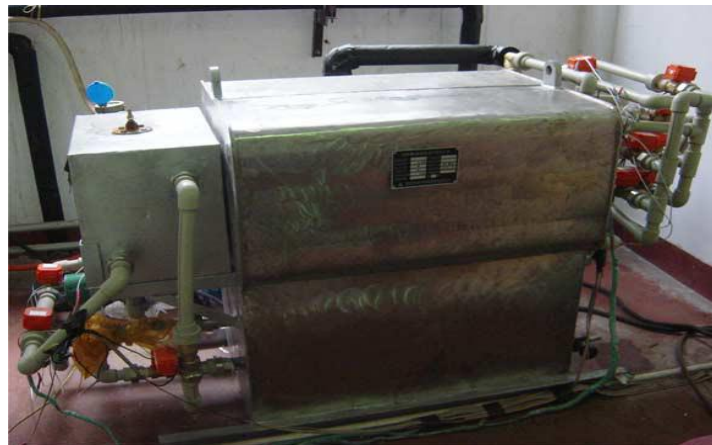


Figure 2.17. Le nouveau refroidisseur d'adsorption (deuxième prototype) de Liu et al. [67].

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

conditions de fonctionnement de 85 °C d'entrée d'eau de chauffage et 28 °C d'entrée d'eau de refroidissement, une capacité de refroidissement de 995 W et un COP de 0,477 peut être obtenus. Si les conditions de fonctionnement de 85 °C d'entrée d'eau de chauffage et 30 °C d'entrée d'eau de refroidissement sont considérées, on peut atteindre à une capacité de refroidissement de 907 W et un COP de 0,446.

Z.S. Lu et R.Z. Wang en 2014 [69] ont étudié expérimentalement les performances des petits systèmes de climatisation avec différents types de collecteurs et différents « Chillers ». Le travail a présenté les performances expérimentales et l'étude économique de trois systèmes de refroidissement solaire par sorption intégrés avec trois types de collecteurs (tube sous

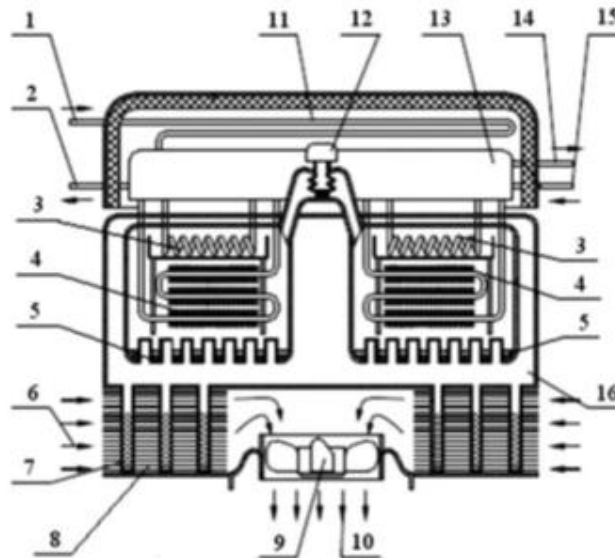


Figure 2.18. Climatiseur à adsorption de 1 kW développé par Yang et al [68].

1- Entrée d'eau de refroidissement, 2- Sortie d'eau de refroidissement, 3- Condenseur à eau, 4- Adsorbent, 5- Evaporateur, 6- Passage de l'air aspiré, 7- Méthanol, 8- Evaporateur à méthanol, 9- Ventilateur, 10- Passage de l'air refoulé, 11- Refroidisseur à air, 12- Vanne de transfert de masse, 13- Vannes, 14- Sortie d'eau chaude, 15- Entrée d'eau chaude, 16- réservoir de méthanol.

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

vide U pipe, concentrateur parabolique solaire, tubes à vide solaire). Les résultats montrent que le COP solaire du système de refroidissement avec Chiller à adsorption (figure 2.19) et collecteur de type tube sous vide U pipe est d'environ 0,15 et le Chiller à adsorption avec (gel de silice/eau) comme couple de travail peut fonctionner avec une température de 55 °C d'eau chaude.

Un refroidisseur à adsorption solaire avec le gel de silice/eau a été réalisé par Lu et al. [70] à l'université de Shanghai Jiao Ton en Chine. Le Chiller est composé de deux évaporateurs, deux adsorbeurs, deux condenseurs, vanne de récupération de masse, réservoir de condensat, plusieurs vannes d'eau et boîtier de contrôle. Les paramètres de conception du refroidisseur d'adsorption sont présentés dans le Tableau 2.3. Les processus de fonctionnement sont représentés sur la figure 2.20. Les résultats expérimentaux ont montré que le refroidisseur à adsorption peut être fonctionné par 55 °C d'eau chaude. Le Chiller à adsorption peut fournir 15 °C de l'eau froide de 09 :30 à 17 :00 avec un COP moyenne du système est 0,16.



Figure 2.19. Photo de prototype du refroidisseur d'adsorption de Lu et Wang [69].

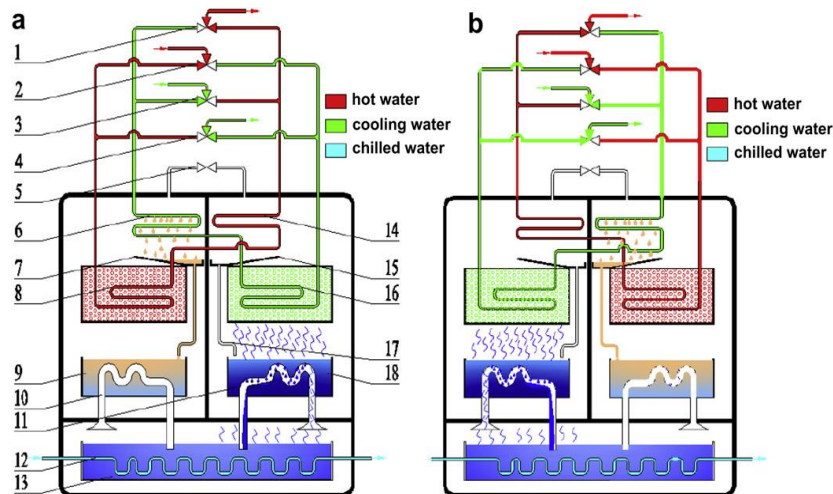


Figure 2.20. Schéma du Chiller de Lu et al. [70]

Chapitre 2. Machines frigorifiques à adsorption

1-4)- vannes d'eau ; 5- vanne de récupération de masse ; 6- premier condenseur ; 7- première plaque de guidage d'eau condensée ; 8- premier lit d'adsorbant ; 9- premier réservoir d'eau condensée ; 10- premier tube de transfert de chaleur ; 11- deuxième tube de transfert de chaleur ; 12- échangeur d'eau froide ; 13- évaporateur ; 14- deuxième condenseur ; 15- deuxième plaque de guidage d'eau condensée ; 16- deuxième lit d'adsorbant ; 17- tube d'eau condensée ; 18- deuxième réservoir d'eau condensée.

Tableau 2.3. Paramètres de conception du refroidisseur de Lu et al. [70]

	Eau chaude		Eau de refroidissement		Eau froide		Capacité frigorifique	COP
	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie	Entrée	Sortie		
Valeur	85	80	30	35	20	25	25	0,5
Unité	°C	°C	°C	°C	°C	°C	kW	/

3 Conclusion

A travers ce chapitre, il a été montré que beaucoup de techniques de conception, de construction et d'installation et d'entretien des machines de froid à adsorption ont été développées. Les couples charbon actif / méthanol et gel de silice/eau, qui pourraient être produits localement, sont largement utilisés car ils ne sont pas coûteux et permettent d'atteindre facilement des basses températures avec de faibles températures de régénération (d'environ 80 °C).

D'après l'étude bibliographique présentée plus haut, nous avons remarqué que la performance d'une machine solaire à adsorption dépend fortement des conditions climatiques. Il est à noter que presque tous les essais expérimentaux mentionnés plus haut ont été effectués dans des zones froides ou encore durant des saisons modérées comme le printemps. Cependant, dans les régions arides, par exemple dans la région de Biskra (Algérie) la température ambiante moyenne peut dépasser 34°C en été et peut même atteindre 35 °C en juillet-Aout [71]. Il ne fait aucun doute que ces conditions extérieures affectent de manière significative les échangeurs de chaleur à air qui sont le condenseur dans le cas du réfrigérateur et la tour de refroidissement dans le cas du Chiller. Pour cela, la deuxième partie de cette thèse a été consacrée pour proposer, étudier et évaluer de nouvelles solutions pour améliorer le fonctionnement de ces échangeurs et adapter les machines frigorifiques aux régions chaudes.

CHAPITRE 3. REFROIDISSEMENT PAR CONVECTION FORCEE D'AIR

Ce chapitre est consacré à l'étude des échangeurs de chaleurs du réfrigérateur solaire à adsorption particulièrement le condenseur. Ce dernier est l'élément le plus sensible aux conditions climatiques telles que la température ambiante et la vitesse du vent. L'étude a pour but de donner une clarification sur les échanges de chaleur avec changement de phase lors de la condensation, et d'élaborer un programme en Fortran pour :i) dimensionner le condenseur du réfrigérateur solaire à adsorption, et ii) proposer les solutions possibles pour les problèmes de fonctionnement de ces échangeurs dans les régions chaudes.

Nous présentons dans un premier temps les technologies de condenseur utilisées dans du réfrigérateur solaire à adsorption, disponibles dans la littérature. Après le choix de la géométrie à étudier, nous introduisons ensuite les démarches de calcul pour dimensionner le condenseur de ce type d'installations par la méthode de Différence de Température Moyenne Logarithmique, DTML. Afin d'adapter le condenseur aux régions chaudes, telle que la région de Biskra, nous proposons ici son couplage avec un ventilateur de refroidissement pour la création d'une convection forcée d'air. Enfin, les résultats obtenus sont présentés et discutés par rapport à ceux de la convection naturelle.

1 Description du système étudié

Le système étudié est basé sur un réfrigérateur solaire à adsorption. Ce réfrigérateur est principalement constitué d'un collecteur, contenant l'adsorbant, connecté à un condenseur, une enceinte frigorifique contient l'évaporateur et trois vannes entre : adsorbeur-condenseur, condenseur-évaporateur, et évaporateur-adsorbeur (voir la figure 1. 8).

Le réfrigérateur fonctionne avec le cycle thermique d'adsorption solaire. Le cycle peut être divisé en quatre phases séquentielles de base dans le diagramme de Clapeyron (voir figure 1.7) où :

La phase 1-2 : chauffage isostérique ou les rayons solaires chauffent le collecteur-adsorbeur, qui provoque l'augmentation de la pression et la température du capteur-adsorbeur. Lorsque le collecteur atteint la pression de saturation correspond à la température de condensation,

l'adsorbat se désorbe et passe au condenseur (phase 2-3 condensation). Lorsque l'ensoleillement diminue, la température du collecteur diminue (phase 3-4). Dans ce cas, la pression du collecteur diminue et atteint la même pression de l'évaporateur, le refroidissement se fait par l'ouverture du volet d'aération dans la face arrière du collecteur adsorbeur (refroidissement isostérique. Phase 4-1 : La température et la pression diminuent, l'adsorbant est physiquement en déséquilibre et se « recharge » en adsorbant le méthanol contenu dans l'évaporateur. Cette vapeur est produite par évaporation du méthanol qui produit le froid par soutirage de chaleur au liquide (chaleur latente de vaporisation) [24, 72-74].

1 Technologies des condenseurs dans les réfrigérateurs à adsorption

Le condenseur dans un réfrigérateur à adsorption est une unité thermique, son rôle est d'assurer le passage de fluide (méthanol dans notre cas) de l'état gazeux (vapeur) à l'état liquide. Le problème principal consiste à définir une surface d'échange suffisante entre les deux fluides pour transférer la quantité de chaleur nécessaire dans une configuration donnée. Cette quantité transférée dépend de la surface d'échange de chaleur entre les deux fluides et beaucoup d'autres paramètres tel que les propriétés thermiques des deux fluides (chaleur spécifiques, viscosité, conductivité thermique...) et les coefficients d'échange de chaleur. Il existe dans la littérature plusieurs études concernant les formes des condenseurs utilisés dans les réfrigérateurs solaires à adsorption. Généralement, un échangeur à air de type tubes à ailettes est utilisé comme condenseur pour la machine. Nous donnons dans cette partie, un aperçu général sur la géométrie, surface d'échange et principaux caractéristiques des condenseurs utilisés dans les installations frigorifiques solaire à adsorption en se basant sur les travaux expérimentaux que nous avons déjà mentionné dans le chapitre précédent.

Un prototype de réfrigération solaire à adsorption en Suisse a été réalisé par [75]. Ce prototype utilise le couple gel de silice/eau comme couple de fonctionnement. Ce système est caractérisé par un volume utile de réfrigération d'environ 100 litres, la surface du capto-adsorbeur est de 1 m^2 et sa masse totale atteint environ 150 kg. Le prototype a été conçu et dimensionné pour permettre de refroidir quotidiennement d'une température de 30 degrés K une charge de 2,5 à 3,7 kg dans un climat chaud de type sahélien. Le condenseur à air (figure 3.1) est de type batterie à ailettes refroidi par convection naturelle avec une surface d'échange totale de

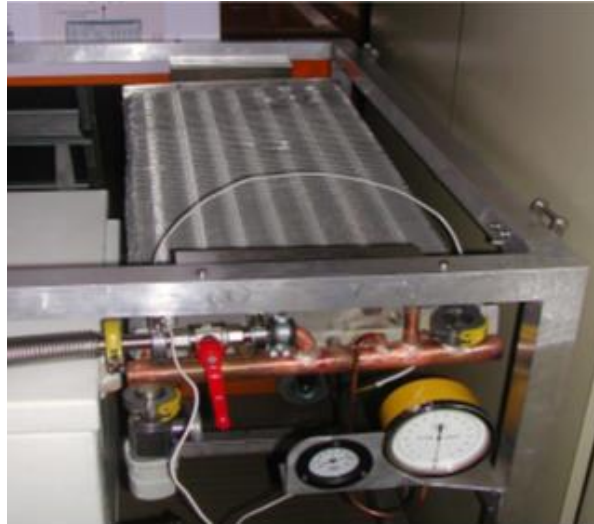


Figure 3.1. Condenseur à air de 3 m² de surface d'échange réalisé en Suisse [75].

3 m². Il est un échangeur de chaleur industriel transformé pour répondre aux besoins du réfrigérateur solaire. Les 4 voies du condenseur sont connectées au collecteur en parallèle pour diminuer les longueurs de conduites, néfastes au bon fonctionnement des systèmes sous vide. Le condenseur a été dimensionné de manière à ne pas dépasser un, ΔT de 10K lors de fortes désorptions sous le climat choisi [75].

Comme déjà vu précédemment, Li et al. [38] en Chine ont réalisé un réfrigérateur solaire à adsorption sans vannes pour produire la glace. Pendant le processus de la désorption de Méthanol, un condenseur bien conçu est nécessaire pour rejeter la chaleur de désorption. Pour réaliser cette condition, ils utilisent des tubes intérieurs en cuivre de diamètre (18 mm) et autres en Aluminium à l'extérieur de 36 mm de diamètre. La surface d'échange totale du condenseur est de 4.5 m² (figure 3.2). La relation entre la température de la condensation et le COP est tracée dans la figure 3.3 ci-dessous. Lorsque la température de condensation est inférieure de 20 ° C, le COP est supérieur de 0,15. Lorsque la température de condensation est supérieure de 40 ° C, la valeur de COP diminue à un niveau très faible. Ce qui conduit à une faible production de froid par le réfrigérateur (figure 3.3).

Z. Belkacemi[76], a dimensionné un condenseur à air en cuivre de surface d'échange totale de 3m² et de 3,5 m de longueur. Il a proposé la même forme utilisée par A. Errougani[77] au Maroc avec un condenseur constitué de 5 tubes. Chaque tube à un diamètre de 2,5 cm et contient 52 ailettes espacées de 0,8 cm. Chaque ailette a une forme carrée de 10 cm de côté et 0,5 cm d'épaisseur.

Chapitre 3. Refroidissement par convection forcée d'air

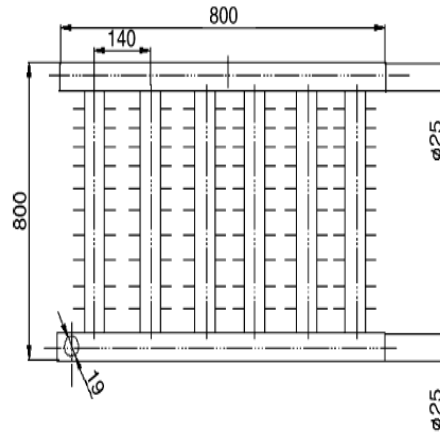


Figure 3.2. Schéma de condenseur utilisé par Li et al. [38].

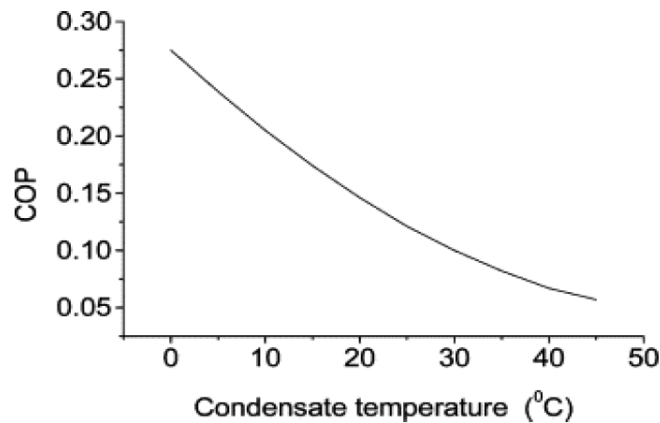


Figure 3.3. Variation de la température de condensation en fonction du COP [38].

K.J Nwamba [44] a utilisé un condenseur de type tubes à ailettes pour des raisons économiques et sa facilité de fabrication. Le condenseur est un tube de 22 mm de diamètre, 7,15 m de longueur divisée en 4 tubes de 180 cm de chaque tube. Chaque tube contient 11 ailettes de forme carrée de 150 mm de côté et de 1 mm d'épaisseur avec un espacement de 15 mm (figure 3.4.). La surface d'échange totale du condenseur est 2,1 m². Les résultats expérimentaux montrent que lorsque la température de condensation dépasse 30 °C, le COP total du réfrigérateur diminue énormément, l'auteur a proposé l'utilisation de l'eau au lieu de l'air libre.

D. Hildbrand et PH. Dind[21], ont réalisé et testé des réfrigérateurs solaires à adsorption avec un rendement élevé. Les réfrigérateurs fonctionnent avec le couple gel de silice/eau a été construit à Yverdon-les-Bains, en Suisse. Le condenseur de cet appareil est refroidi par l'air libre (convection naturelle) et constitué de huit tubes à ailettes parallèles font le condensateur. La surface d'échange totale (tubes à ailettes) est de 6,9 m² (figure 3.5).

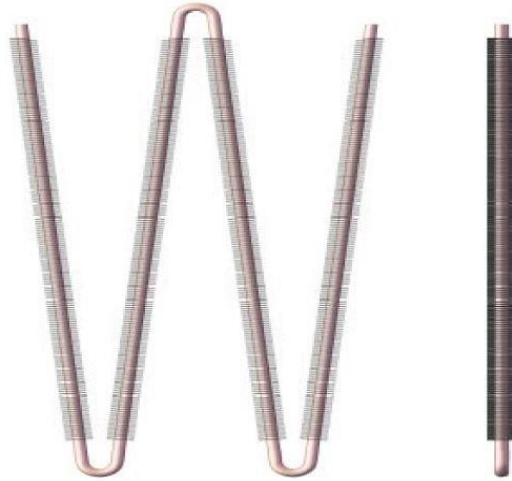


Figure 3.4. Schéma du condenseur à air utilisé par K.J Nwamba [44].

Un prototype d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le charbon actif – méthanol comme couple de fonctionnement est réalisé par Lemmini et al [36, 77-80] à Rabat. La machine a été dimensionnée pour une production de 5 kg de glace par jour. Le condenseur à air, de type tubes à ailettes (figures 6a et b) est constitué de 4 tubes en cuivre de 2,6/2,8 cm de diamètre et de 5,2 m longueur. Il contient 380 ailettes espacées de 10mm. Chaque ailette en cuivre a une forme carrée de 100 mm de côté et d'épaisseur 0,5 mm. La surface d'échange du condenseur est de 7,5 m². Son volume est égal à 2,8 l. Le condenseur est positionné dans l'installation frigorifique solaire de manière que le condensat s'écoule, facilement sous l'effet de la gravité. Il faut noter que les tests, du condenseur et la machine en général, sont effectués dans la période de Mars et Avril ou la température ambiante moins de 24 °C.

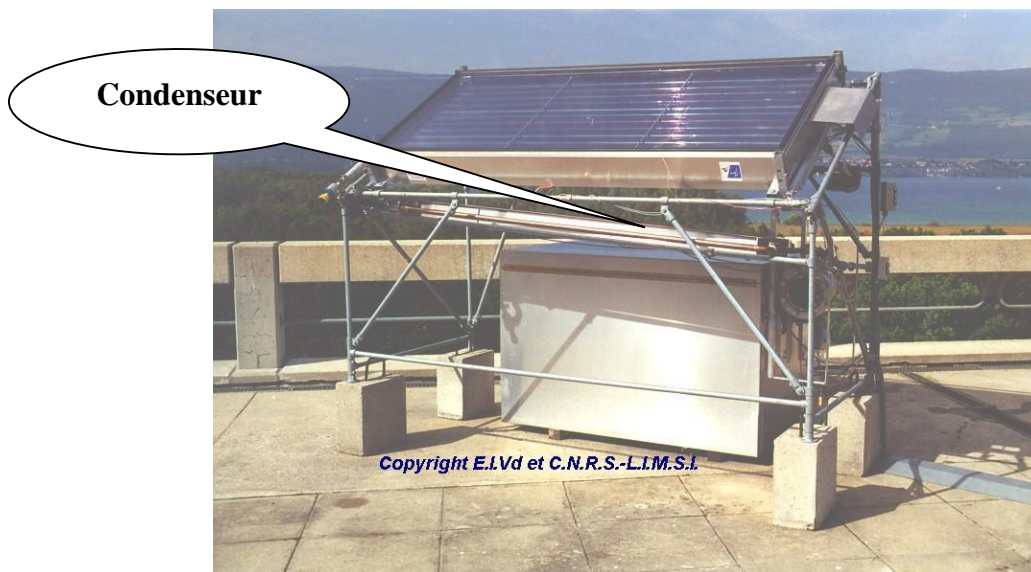


Figure 3.5. Schéma de réfrigérateur réalisé en Suisse [21].

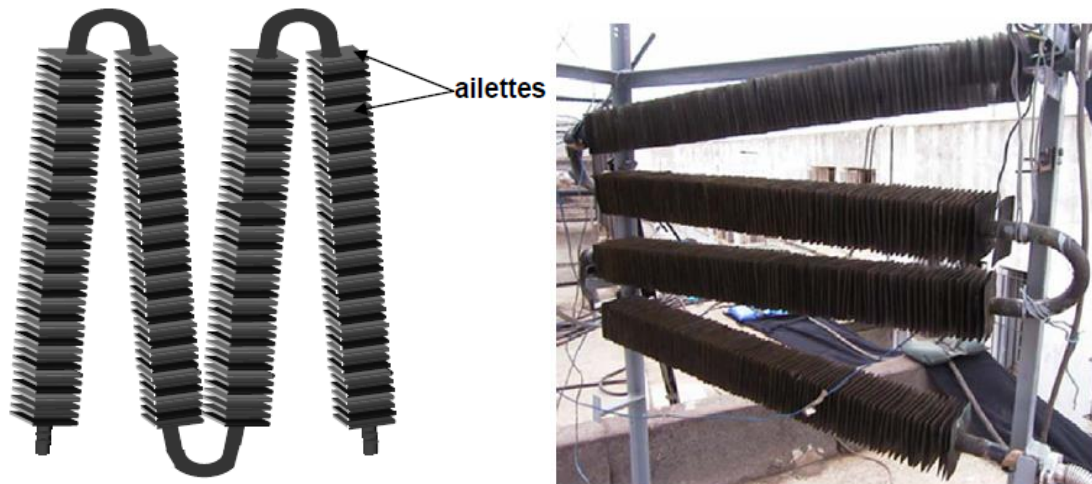


Figure 3.6.a. Schéma du condenseur à air [79]. Figure 3.6.b. Photo de condenseur [79].

Récemment, Brites et al. [61] ont conçu et construit un réfrigérateur à adsorption en Portugal. Le condenseur a été fabriqué par six tubes en cuivre connectés avec deux collecteurs, et équipé par un système de 100 ailettes rectangulaires transversales (figure 3.7a). Il a été conçu pour permettre une performance thermique raisonnable dans les conditions de la convection naturelle de l'air. Le liquide condensé dans le condenseur s'écoule dans un réservoir de condensat, où il va stocker jusqu'à l'ouverture de la vanne de l'évaporateur.

La surface d'échange totale du condenseur, incluant les tubes et les ailettes, est approximativement 20 m². Cette surface d'échange a été estimée de sorte que, dans les conditions de forte désorption, la température de condensation ne dépasse pas la température ambiante de plus de 5 °C. Les résultats de dimensionnement de ce condenseur sont présentés sur la figure 3.7b, nous observons qu'une diminution de la surface d'échange provoque une diminution de la performance et une augmentation de la différence de température maximale

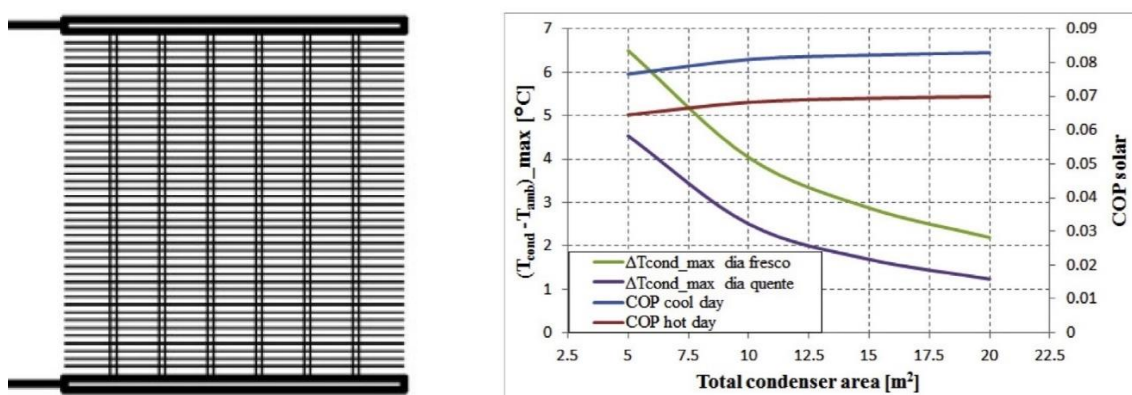


Figure 3.7.a. Schéma du condenseur de Brites et al. [61].
 Figure 3.7.b. Effet de la surface d'échange du condenseur sur la différence de température maximale entre le condenseur et l'air ambiant et le COP solaire du réfrigérateur [61].

entre le condenseur et l'air ambiant. La réduction des performances est légère pour une réduction de la surface d'échange de 20 à 10 m², mais au-dessous de 10 m², la réduction des performances devient plus prononcée; Il est à noter que même avec 5 m² de surface d'échange de condenseur, le COP solaire reste toujours supérieur à 0,064.

Les auteurs ont conclu qu'il n'y a aucun avantage à diminuer la surface d'échange du condenseur (à l'exception d'une légère diminution du poids total du réfrigérateur solaire). Cependant, il est intéressant de noter que la réduction de la surface d'échange à 5 m² permet un fonctionnement raisonnable de l'installation, puisque le COP est toujours maintenu au-dessus de 0,06. Cela signifie qu'il est possible de construire un réfrigérateur à adsorption plus compact, plus léger et moins cher sans une diminution importante des performances.

D'après cette synthèse de la littérature, nous remarquons que presque tous les auteurs ont utilisé un échangeur de chaleur refroidi par l'air de type tube à ailettes (ou batterie à ailettes dans certains cas) comme condenseur pour le réfrigérateur solaire à adsorption. En outre, si on revient à ses essais expérimentaux, nous observons que tous les tests sont effectués durant des périodes printanières ou dans des régions froides. Dans ce chapitre, et dans une tentative d'adapter les réfrigérateurs à adsorption aux régions chaudes, nous avons choisi d'étudier un condenseur à air de la même configuration proposée par A. Errougani[79] à cause de la disponibilité de données nécessaires à la validation.

2 Calculs et dimensionnement thermique

2.1 Le Condenseur

Le condenseur à air que nous étudions est illustré dans la figure 3.8. Il est constitué d'un système des tubes avec des ailettes carrées. Le réfrigérant (Méthanol CH₃OH) s'écoule librement dans le tube et l'air ambiant qui assure la condensation de vapeur du réfrigérant s'écoule à l'extérieur des tubes en convection naturelle.

2.2 La méthode DTML

Le calcul thermique des condenseurs est très compliqué, et correspond essentiellement à la grande diversité et à la complexité de ces dispositifs technologiques : Condenseurs tubulaires, condensateurs à plaques, refroidis par l'air, refroidis par l'eau... [72, 81]

Comme mentionné ci-dessus, la méthode DTML a été utilisée pour définir la surface d'échange nécessaire entre les deux fluides. Cette méthode nécessite une base de données

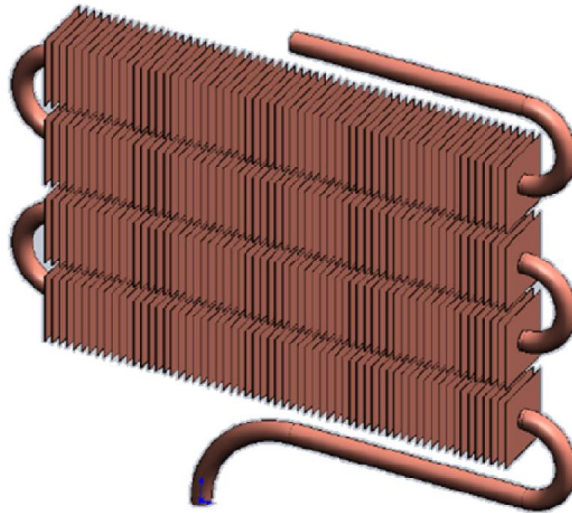


Figure 3.8. Schéma du condenseur à air à étudier.

expérimentale pour obtenir les paramètres utilisés pour le calcul des coefficients d'échanges. La méthode DTML (figure 3.9) utilise trois étapes pour calculer la surface d'échange total du condenseur [82].

- Entrée des données nécessaires : données géométriques et propriétés physiques des fluides.
- Phase thermique comprenant les calculs géométriques (section, diamètre, longueur...) après le calcul des coefficients d'échange de chaleur.
- Résultats en forme de résumé (puissance thermique, surface d'échange...) ou forme détaillée (coefficients de transfert, nombres adimensionnels...).

La surface d'échange de chaleur optimale est donc déterminée itérativement via l'utilisation de la valeur de l'itération finale du coefficient d'échange global. La surface d'échange totale est obtenue après quelques itérations. En commençant d'abord par la sélection de type de condenseur et ensuite passer à la phase de dimensionnement thermique pour calculer la surface d'échange totale. L'optimisation géométrique conduit à diminuer la surface d'échange de chaleur avec la même efficacité thermique et le calcul de dimensionnement du condenseur doit être en mesure de résoudre ce problème.

La surchauffe de l'air dans les échangeurs de type tubes à ailettes (condenseur à air) est généralement donnée entre (5 et 6 °C) dans le cas de la convection naturelle [83]. Malheureusement, l'air a une très faible chaleur spécifique qui diminue le coefficient d'échange global entre l'air et le méthanol à condenser. Ceci limite l'utilisation de l'air généralement dans des petites installations comme les maisons ou des dispositifs similaires.

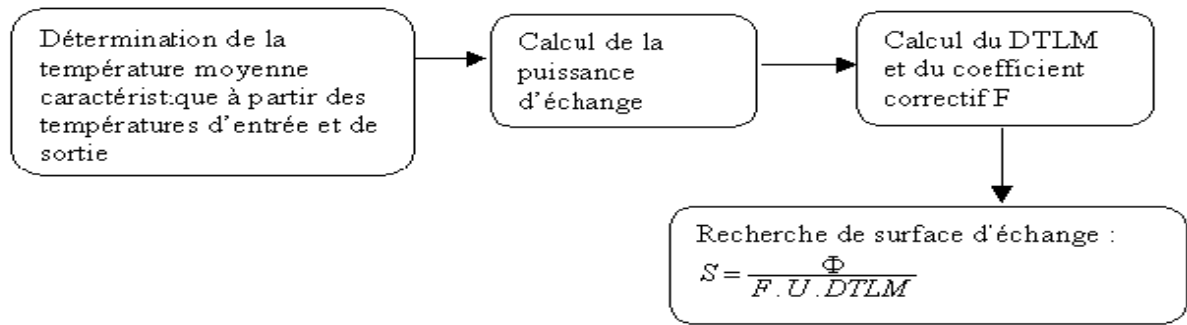


Figure 3.9. Schéma de calcul par la méthode du DTML [82].

Pour calculer la surface d'échange totale nécessaire à la condensation du méthanol, nous introduisons les données géométriques et les caractéristiques thermo-physiques pour chaque fluide en prenant en compte la température ambiante et de condensation.

2.3 Hypothèses

- Régime stationnaire.
- Coefficient d'échange global est considéré constant [84].
- Faible débit (effet de la compressibilité négligeable).
- Le transfert de chaleur entre les deux fluides (Méthanol/Air) de l'extérieur à l'intérieur se fait par :
 - i. Coefficient d'échange convectif externe h_e : convection naturelle entre l'air et la paroi externe du condenseur.
 - ii. Conductivité thermique λ : conduction à travers les parois
 - iii. Coefficient d'échange convectif interne h_i : condensation du méthanol à l'intérieur des tubes.

Les étapes séquentielles simplifiées de la méthode DTML utilisées pour dimensionner le condenseur à air peuvent être présentées comme suit:

2.4 Calculs des coefficients d'échanges

2.4.1 Coefficient d'échange interne

La condensation est dominée par convection naturelle et un écoulement laminaire est rencontré. Lorsque le nombre de Reynolds de la vapeur dans des tubes horizontaux lisses est inférieur de 35000, qui est le cas de cette étude, le coefficient d'échange interne h_i durant la condensation du méthanol est déterminé par la relation suivante [85]:

$$h_i = 0,555 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_{stm}) g \lambda^3 L_c}{\mu_{stm} (T_c - T_p) d_i} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3.1)$$

2.4.2 Coefficient d'échange externe

Le coefficient d'échange de chaleur externe coté air est calculé en fonction de la géométrie de l'échangeur de chaleur par l'équation suivante :

$$h_e = \frac{Nu \lambda_{\text{methanol}}}{D_e} \quad (3.2)$$

Le nombre de Nusselt dans le cas de la convection naturelle est donné par la corrélation suivante [84]:

$$Nu = 0,201 \left(GrPr \frac{Pa}{D_m} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.3)$$

Avec,

$$D_m = \frac{d_e + d_a}{2} \quad (3.4)$$

Où l'écartement entre les ailettes Pa est calculé par l'équation (3.5) comme suit [86]:

$$Pa = \frac{2,71 \beta (T_p - T_{ae}) g}{(\alpha \nu)^{\frac{1}{4}}} \quad (3.5)$$

$$\alpha = \frac{\lambda_{\text{air}}}{\rho_{\text{air}} C_{p_{\text{air}}}} \quad (3.6)$$

Nombre d'ailettes par mètre de longueur : n [ailettes/m]

$$n = \frac{1}{Pa + \delta_{ail}} \quad (3.7)$$

δ_{ail} : Epaisseur d'ailettes [m].

Calcul du rendement de la surface ailetée η_g

Pour le coté extérieur, nous avons choisi des ailettes rectangulaires de longueur 2A et de largeur 2B (voir la figure 3.10). Le rendement η_g est donc calculé comme suit [87]:

$$a = \frac{B}{A} \geq L \quad (3.8)$$

$$b = 1,28 \frac{A}{R_{ex}} \sqrt{a - 0,2} \quad (3.9)$$

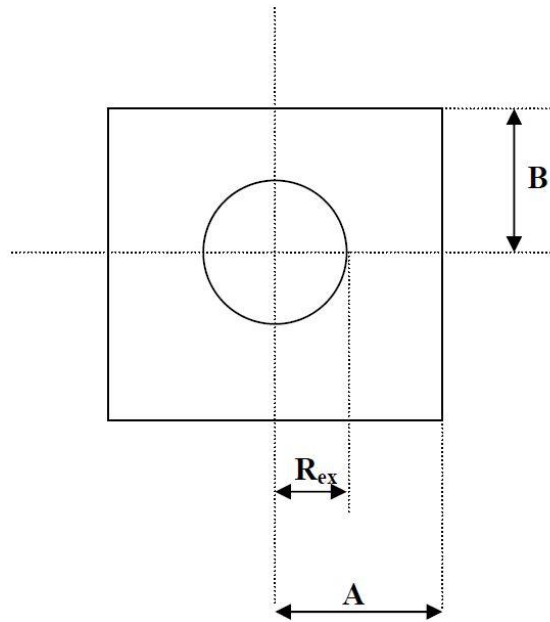


Figure 3.10. Schéma de l'ailette rectangulaire

$$l_a = R_{ex} (b-1) \quad (3.10)$$

$$\xi = 2 \frac{h_e}{\lambda_{air} \delta_{ail}} \quad (3.11)$$

Donc,

$$\xi_{ail} = \frac{\tanh[\xi l_a (1 + 0,35 \ln(b))]}{\xi l_a (1 + 0,35 \ln(b))} \quad (3.12)$$

Et,

$$\eta_g = 1 - (1 - \xi_{ail}) \frac{S_{ail}}{S_{tot}} \quad (3.13)$$

ζ_a : efficacité de la surface ailetée

ξ : efficacité de l'ailette

Surface extérieure des tubes par mètre de longueur : S_e [m²/m]

$$S_e = \pi d_e \quad (3.14)$$

d_e : Diamètre extérieur des tubes [m].

Surface intérieure des tubes par mètre de longueur : S_i [m²/m]

$$S_i = \pi d_i \quad (3.15)$$

d_i : Diamètre intérieur des tubes [m].

Surface nette des tubes par mètre de longueur : $S_{net}[m^2/m]$

$$S_{net} = S_e (1 - n \delta_{ail}) \quad (3.16)$$

n : Nombre d'ailettes [ailettes].

δ_{ail} : épaisseur de l'ailettes [m].

Surface d'ailettes par mètre de longueur : $S_{ail}[m^2/m]$

$$S_{ail} = 2n \left(4AB - \pi \frac{d_e^2}{4} \right) \quad (3.17)$$

Surface d'échange totale des tubes par mètre de longueur : $S_{tot}[m^2/m]$

$$S_{tot} = S_{net} + S_{ail} \quad (3.18)$$

2.4.3 Coefficient d'échange global

Le coefficient global d'échange de chaleur K rapporté à la surface d'échange extérieure en prenant en compte l'encrassement de part et d'autre des tubes est donné par l'expression suivante [88]:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\eta_g h_e} + \mathfrak{R}_e + \mathfrak{R}_p \frac{S_e}{S_m} + \left(\mathfrak{R}_i + \frac{1}{h_i} \right) \frac{S_e}{S_i}} \quad (3.19)$$

La surface d'échange totale optimale A_0 est calculée en utilisant l'équation (3.20): [83]

$$A_0 = \frac{\varphi}{F K \Delta T_{ML}} \quad (3.20)$$

Pendant la condensation la puissance calorifique échangée avec le fluide caloporteur circulant dans le condenseur s'écrit :

$$\varphi = \dot{m} L_c \quad (3.21)$$

Ou le débit massique du méthanol à l'intérieur des tubes est calculé par la relation (3.22) :

$$\dot{m} = \frac{\rho V}{t} \quad (3.22)$$

La différence de température moyenne logarithmique (DTML) dans le cas d'un condenseur à air de type tubes à ailettes est définie par la relation suivante [83]:

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_c - T_{ae}) - (T_c - T_{as})}{\log \frac{(T_c - T_{ae})}{(T_c - T_{as})}} \quad (3.23)$$

Ou T_{ae} et T_{as} sont la température de l'air à l'entrée et à la sortie respectivement et T_c est la température de condensation.

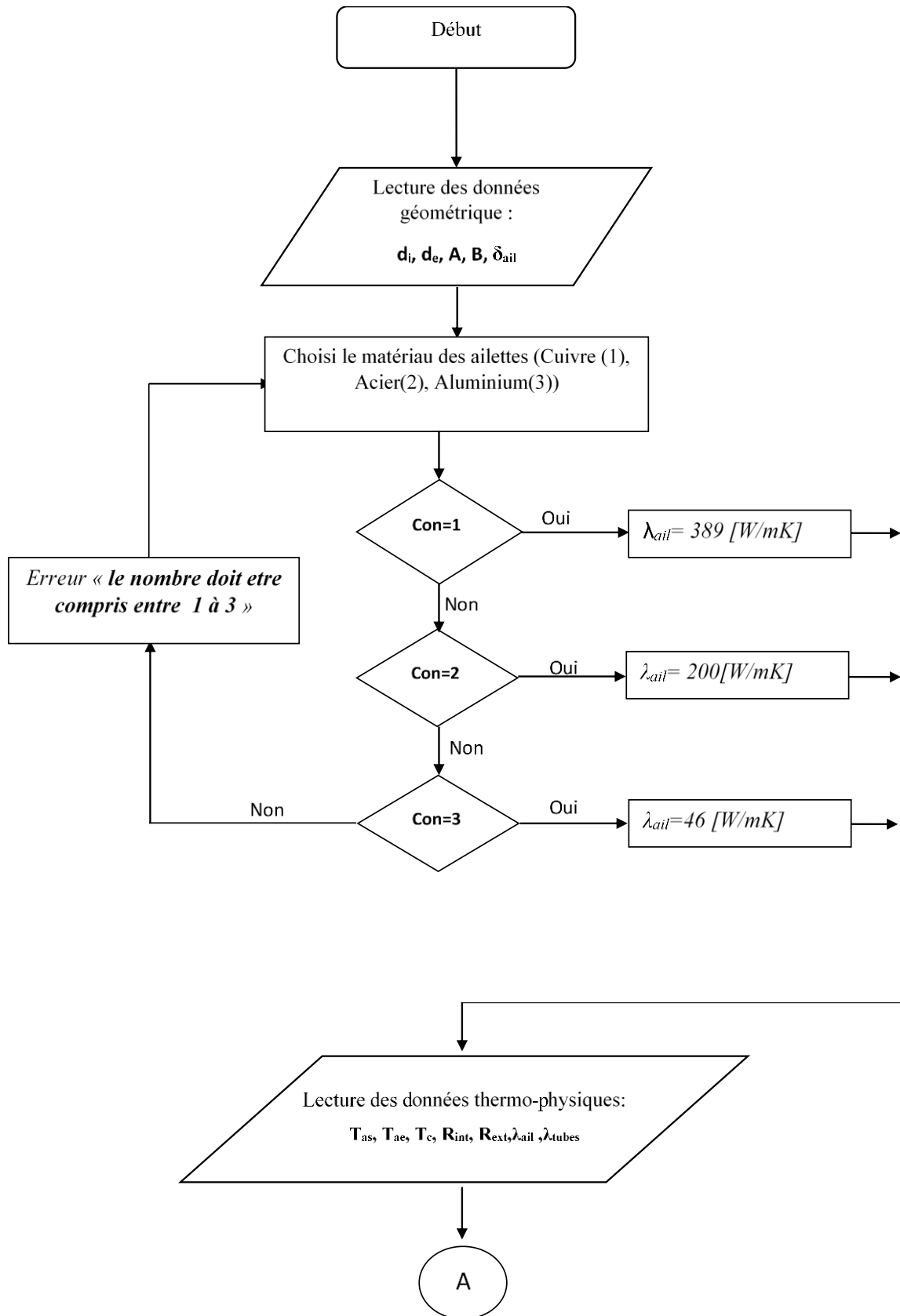
Le facteur de correction F appliqué à la méthode DTML est défini selon la géométrie de l'échangeur par l'équation (3.24) [76]:

$$F = \frac{\Delta T_{ML} - \Delta T_s}{\Delta T_c - \Delta T_s} \quad (3.24)$$

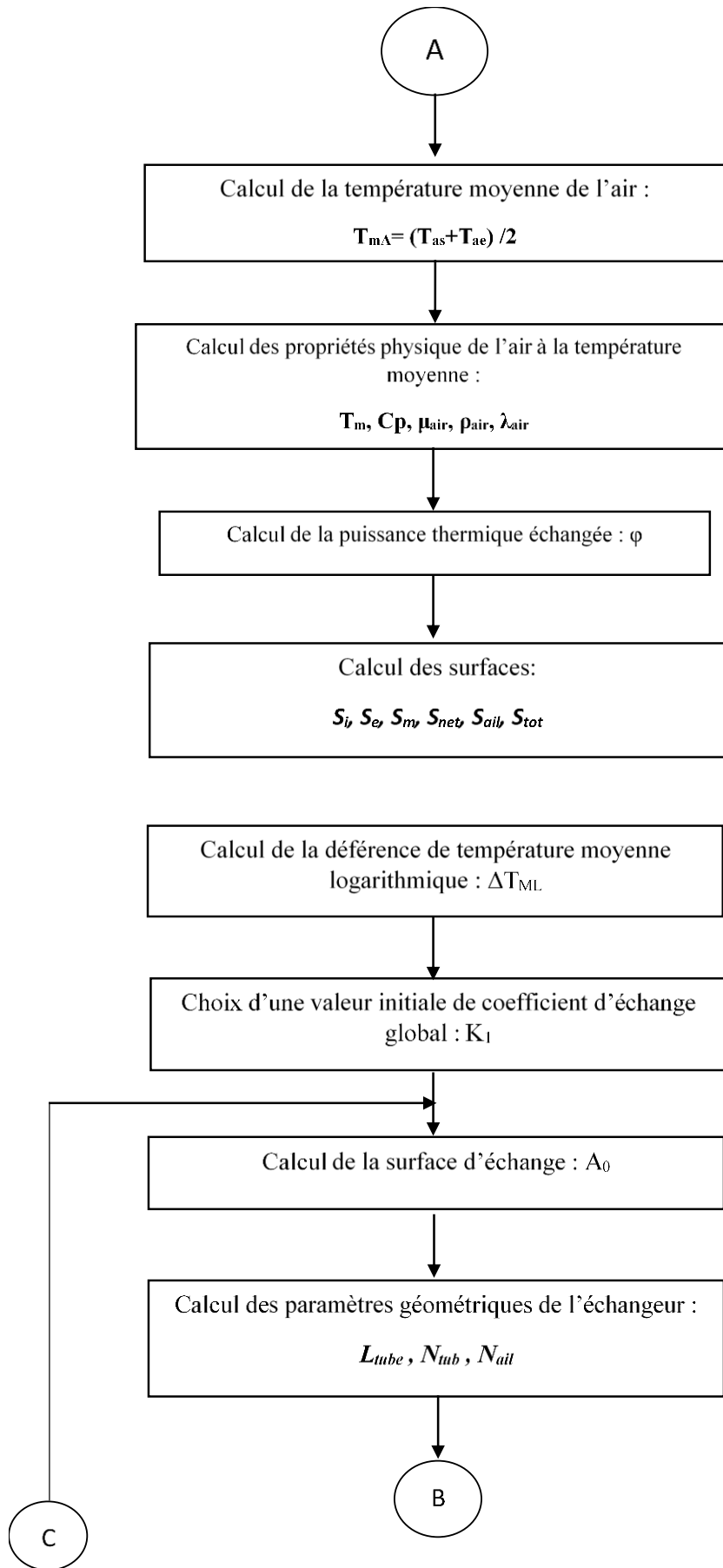
2.5 Organigramme récapitulatifs

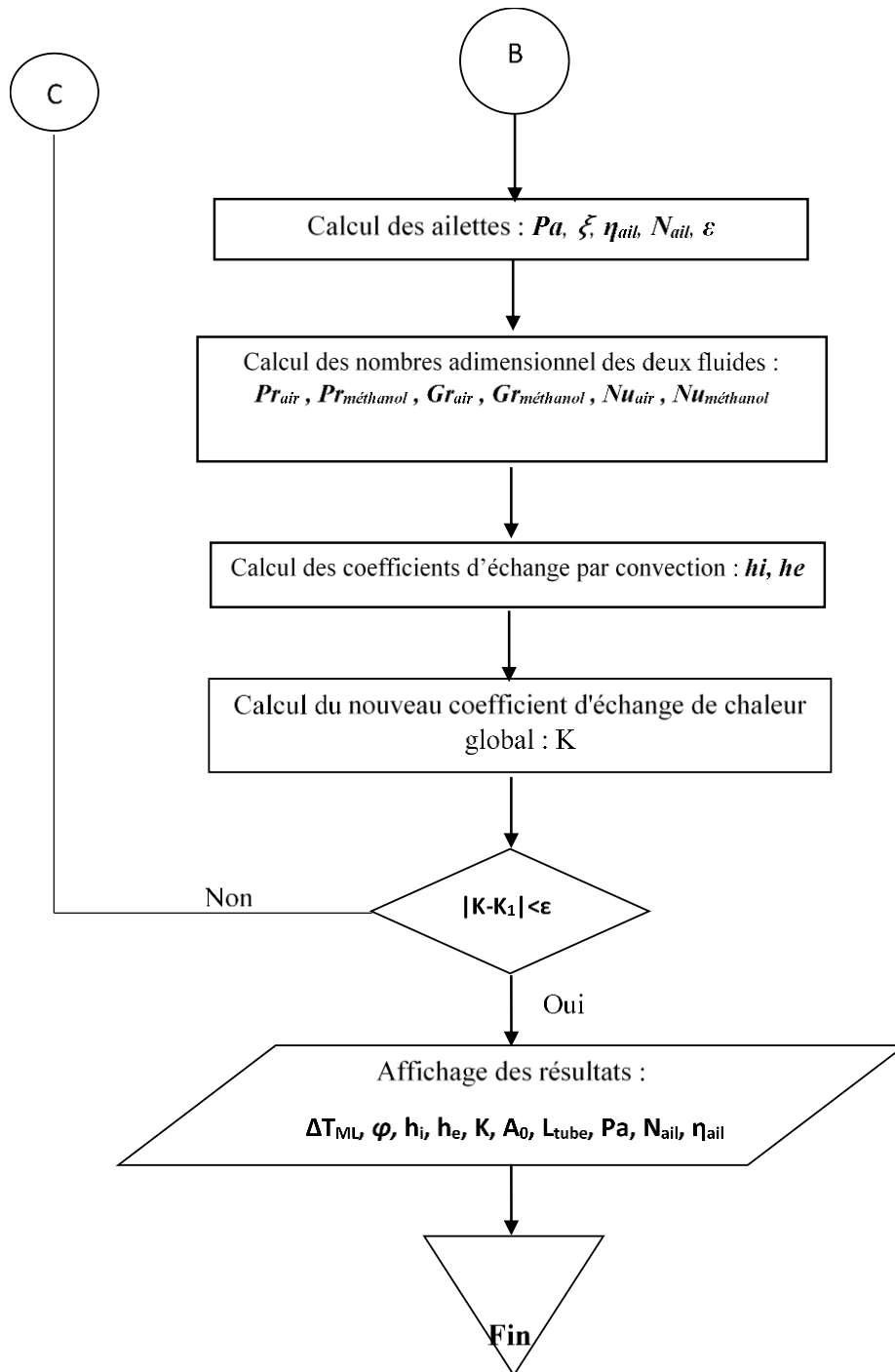
Nous avons développé un code de calcul en langage FORTRAN, qui nous a permis de déterminer la surface d'échange nécessaire et les différentes caractéristiques géométriques du condenseur à air de type tubes à ailettes dont l'organigramme est le suivant :

Chapitre 3. Refroidissement par convection forcée d'air



Chapitre 3. Refroidissement par convection forcée d'air





3 Résultats et discussion

3.1 Convection naturelle

Pour valider le programme, nous avons comparé les résultats obtenus avec ceux de A. Errougani [79], pour la même température de condensation et le même matériau (cuivre). Tableau 3.1 représente l'évolution de la température ambiante, température de condenseur, et les valeurs calculées de la surface d'échange totale requise à la condensation de la vapeur

Chapitre 3. Refroidissement par convection forcée d'air

du méthanol pour les deux séquences des données expérimentales. La différence entre la température ambiante moyenne et la température du condenseur peut atteindre 12 °C durant la phase de désorption. Cette différence, qui dépend de la quantité du méthanol et les conditions climatiques du jour, est importante pour estimer la surface d'échange totale, figure 3.11a, et 3.11b. D'après A. Errougani [79] la condensation a eu lieu presque tous les jours. Cependant, l'auteur a signalé que pas de condensation de vapeur dans les jours 8 et 9 avril. Dans ces deux jours, le ciel était nuageux ce qui rend l'écart de température entre les deux fluides (air et méthanol) presque nul. Cette différence de température est inversement proportionnelle avec la surface d'échange totale du condenseur ce qui signifie que le méthanol a besoin de une large surface d'échange pour la condensation. Dans ce cas, la surface d'échange est estimée à 27m² plus que 7,5m² comme le montre la figure 3.11. Le même problème est survenu dans 26 Mars (figure 3.11a). Parmi les solutions proposées pour surmonter ce problème on peut penser à augmenter la surface d'échange du condenseur. Cette proposition est coûteuse et rend le condenseur très encombrant [89-91]. On peut trouver dans la littérature plusieurs propositions pour éviter ce problème tel que l'intégration d'un système d'humidification par pulvérisation. Dans cette section de thèse, nous proposons comme solution à ce problème l'utilisation d'un ventilateur, avec une faible consommation électrique, connecté à un panneau photovoltaïque pour améliorer le transfert de chaleur dans le côté extérieur du condenseur par la convection forcée d'air.

Tableau 3.1. Validation avec A. Errougani[79] 7,5 m²

Jour Mars 2004	T _{amb} (moy-jour) De 10 à 18h	T _c [°C]	A ₀ [m ²]	Jour Avril 2004	T _{amb} (moy-jour) De 10 à 18h	T _c [°C]	A ₀ [m ²]
14	14	24	4,32	02	16,5	27	3,91
15	16	28	3,03	03	17	26	5,46
16	18	28	4,32	04	18,5	26,5	7,43
17	19	27	7,43	05	25	32	8,10
18	17	27	4,34	07	22	34	3,02
19	17,5	27	4,82	08	20	22	27,29
20	22	28	7,08	09	17	19	27,29
21	17	27,5	3,91	10	18	27	5,46
22	16,5	27,5	3,57	11	17,5	25,5	5,90
23	15	27	3,03	12	17	24	8,12
24	14	24	4,35	13	20	26	8,97
25	20	31	3,56	14	18	26	5,89
26	14	17	16,61				

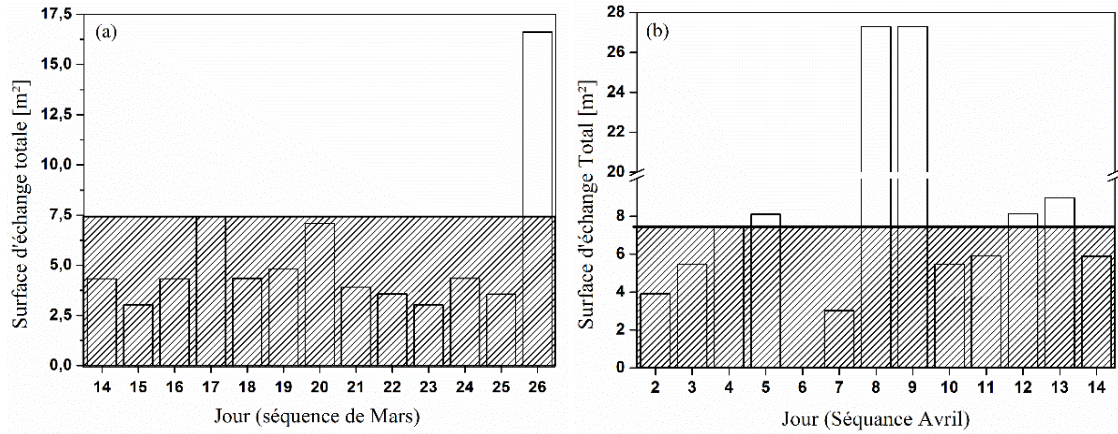


Figure 3.11. Validation des résultats avec A. Errougani [79], en convection naturelle, pour les deux séquences : a) séquence de Mars & b) séquence d'Avril.

3.2 Convection forcée

Dans cette partie, nous avons utilisé les mêmes résultats expérimentaux de A. Errougani [79]. La seule différence est que nous avons connecté le condenseur avec un ventilateur électrique de vitesse de 2 m/s. Wang et al. [92] ont proposé une corrélation pour les échangeurs de type tubes à ailettes ayant une géométrie simple pour la convection forcée pour un différent nombre de rangés N .

$$h_e = j \rho_a C_{p_a} V_a \text{Pr}^{-2/3} \quad (3.25)$$

Pour $N=1$

$$j = 0,108 \left(\text{Re}^{-0.29} \right) \left(\frac{A}{B} \right)^{P_1} \left(\frac{S}{D_e} \right)^{-1.084} \left(\frac{S}{D_h} \right)^{-0.786} \left(\frac{S}{A} \right)^{P_2} \quad (3.26)$$

Avec

$$P_1 = 1,9 - 0,23 \ln(\text{Re}) \quad (3.27)$$

$$P_2 = -0,236 + 0,126 \ln(\text{Re}) \quad (3.28)$$

La figure 3.12(a et b) présente les résultats de la surface d'échange nécessaire dans le cas de la convection forcée comparés à la surface utilisée par A. Errougani [79] (7,5m²). Selon ces résultats et après la comparaison avec le régime de la convection naturelle (figure 3.11), on observe que la convection forcée nous a permis de gagner 70% de surface d'échange.

Dans les figures (3.13 et 3.14), la température de l'air ambiant a été fixée à (15°C, 20°C, 25°C, 30°C et 35°C) et nous avons varié la température de condensation pour voir l'influence de ces deux paramètres sur les coefficients d'échange interne, externe et global.

Chapitre 3. Refroidissement par convection forcée d'air

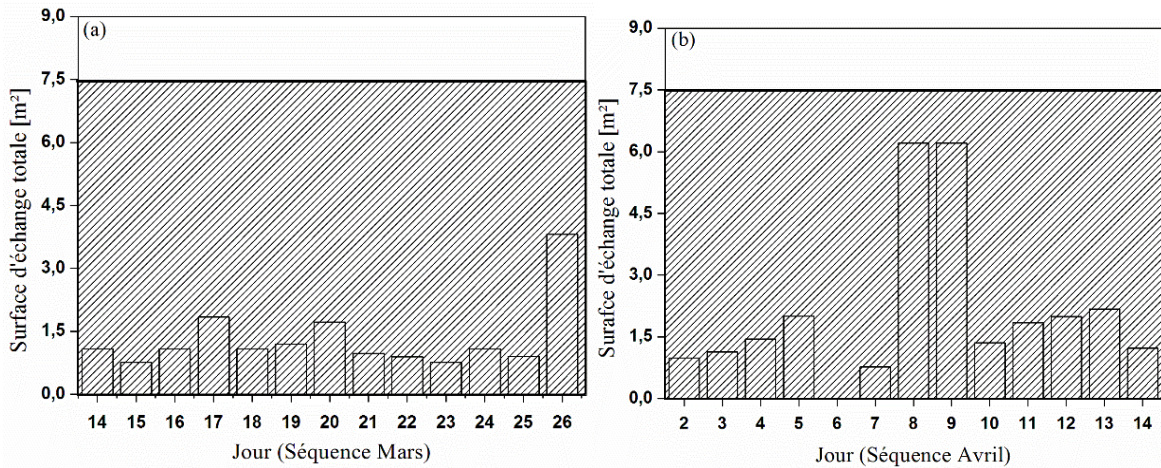


Figure 3.12. Comparaison de la surface d'échange calculée du condenseur, en convection forcée, avec le condenseur utilisé par [79] (7,5m²) : a) séquence de Mars & b) séquence d'Avril.

figure 3.13 donne la variation du coefficient d'échange interne h_i par rapport la température de condensation pour différentes températures ambiantes. Le coefficient d'échange interne (coefficient de condensation) diminue avec la diminution de la température de condensation, et atteint sa valeur maximale pour la température d'air ambiant de 15°C. On outre, le coefficient d'échange interne (figure 3.13) est plus élevé que le coefficient d'échange externe pour les deux types de convection (naturel et forcé).

figures 14a et 14b donnent la variation des coefficients d'échange externe h_e et global K respectivement, en fonction de la température de condensation pour les différentes températures ambiantes mentionnées ci-dessus pour les deux types de convection (naturel et forcé). Dans le cas de la convection naturelle, le coefficient d'échange externe varie proportionnellement avec la température de condensation (figures 14a). Ce coefficient prend ses valeurs maximales pour la valeur de température de 15°C. Ce dernier, diminue avec l'augmentation de la température ambiante et atteint environ de 6 $W m^{-2}K^{-2}$ pour des températures ambiantes plus de 30°C. Dans ce cas, le transfert de chaleur est très faible ou presque nul, et cela parmi les inconvénients de l'utilisation de l'air comme fluide de refroidissement. Le coefficient d'échange global K varie inversement avec l'augmentation de la température de condensation. A la température ambiante de 15°C, le coefficient d'échange global prend sa valeur maximale et continue la diminution avec l'augmentation de la température de condensation. Ce dernier atteint moins de 10 W/m^2K^{-1} pour des températures ambiantes supérieur à 30°C (voir figure 3.14b).

Chapitre 3. Refroidissement par convection forcée d'air

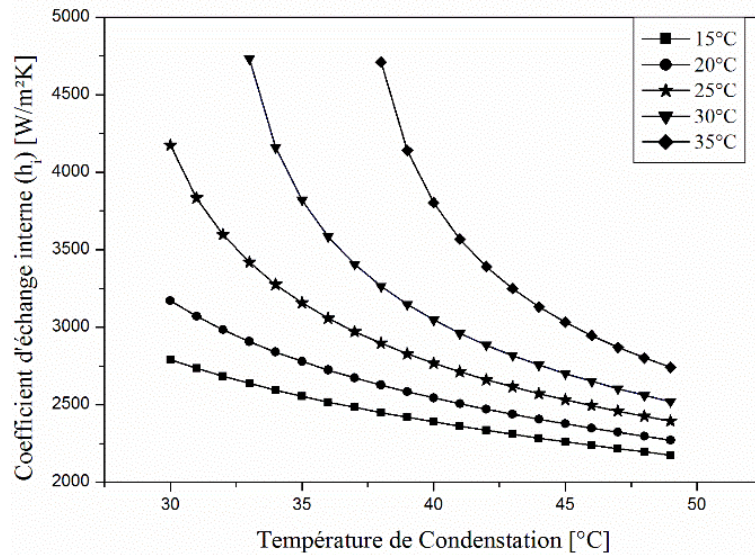


Figure 3.13. Influence de la température de condensation sur le coefficient d'échange interne pour différentes températures ambiantes.

Sur la base des résultats ci-dessus, on peut conclure que le processus de production de froid, dans un réfrigérateur solaire à adsorption, peut être arrêté avec le condenseur à air libre dans le cas où la température ambiante dépasse 30 °C. Ceci peut expliquer pourquoi il n'y a pas de tests expérimentaux effectués par A. Errougani [79] en été et même par les auteurs cités dans la synthèse réalisée au début de ce chapitre. Toutefois, après le couplage du condenseur par un ventilateur connecté à un panneau photovoltaïque, cas de la convection forcée dans les parties supérieures des figures 14a et 14b, le transfert de chaleur est clairement amélioré par l'amélioration du coefficient d'échange externe h_e . Dans ce cas, le coefficient d'échange

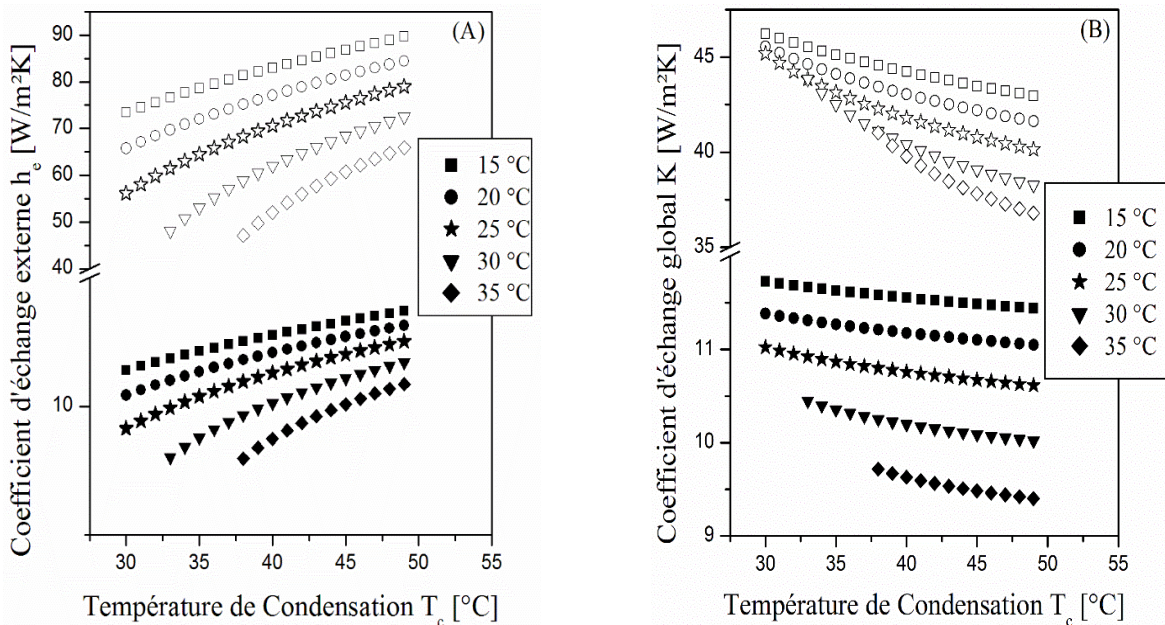


Figure 3.14. Influence de la température de condensation sur les coefficients d'échange externe et global pour différentes température ambiante.

global K devient suffisant ($>35 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$) pour condenser la vapeur du méthanol. Cette solution montre que le condenseur peut fonctionner à des températures supérieures à 35°C .

4 Conclusion

Dans ce chapitre, l'applicabilité d'un réfrigérateur solaire à adsorption, avec un condenseur à air de type tubes à ailettes, a été étudiée dans le cas des régions chaudes. La méthode de différence de température moyenne logarithmique, DTML, est utilisée pour calculer la surface d'échange totale. L'écoulement à l'intérieur des tubes est considéré comme un seul volume avec une région de deux phases. Par conséquent, un seul coefficient d'échange global est pris en compte.

Les résultats obtenus sont validés avec des travaux expérimentaux obtenus de la littérature. Une étude paramétrique a été présentée pour montrer l'influence de quelques paramètres (température ambiante, température de condensation...) sur la surface d'échange totale du condenseur. Il a été conclu que ces types d'échangeurs sont fortement influencés par la température ambiante ce qui affecte directement la qualité de transfert de chaleur. Ce problème présente le plus grand obstacle qui pourrait empêcher l'utilisation d'air libre et sec comme fluide de refroidissement notamment dans les régions sahariennes, tel que Biskra.

Pour surmonter ce problème, nous avons proposé et étudié l'utilisation d'un ventilateur électrique connecté à un panneau solaire photovoltaïque fonctionne pendant les périodes chaudes. Il a été établi que le réfrigérateur peut fonctionner à des températures supérieures de 30°C et même touchant 35°C dans le cas de la convection forcée.

En plus de la solution proposée dans ce chapitre, en l'occurrence la convection forcée d'air, nous pouvons également penser au couplage du condenseur avec un système d'humidification par pulvérisation d'eau. Ceci fera l'objet de l'étude que nous présentons dans le prochain chapitre.

CHAPITRE 4. COUPLAGE AVEC UN SYSTEME DE REFROIDISSEMENT PAR PULVERISATION D'EAU

Ce chapitre est consacré à l'étude d'une tour de refroidissement d'une installation de climatisation solaire à adsorption. Le problème principal de telle installation, dans les régions chaudes, est relatif au niveau élevé de température du fluide de refroidissement de l'adsorbant [93]. Généralement, la tour de refroidissement hybride est utilisée comme un système de refroidissement où l'air ambiant refroidit le fluide de procédé pour des températures ambiantes modérées (mode sec). Dans ces régions, la tour est également alimentée avec un système d'humidification d'eau par pulvérisation pour refroidir l'air de l'entrée dans les périodes chaudes [67, 94-96].

Dans le présent chapitre, nous testons l'applicabilité d'une installation de climatisation par adsorption (Chiller) dans la région de Biskra en étudiant les performances d'une tour de refroidissement hybride. Nous définissons également les caractéristiques principales de la tour et de l'eau pulvérisée appropriées à la région de Biskra.

1 Description du système

Le système étudié est une tour de refroidissement hybride, TRHB, qui est une combinaison d'une tour de refroidissement sèche, TRS, et une tour de refroidissement humide, TRH, comme le montre la figure 4.1. Les deux modes de fonctionnement sec (figure 4.1.a) et humide (figure 4.1.b) dépendent de la charge thermique, débit des deux fluides (air et le fluide de processus) et conditions climatiques.

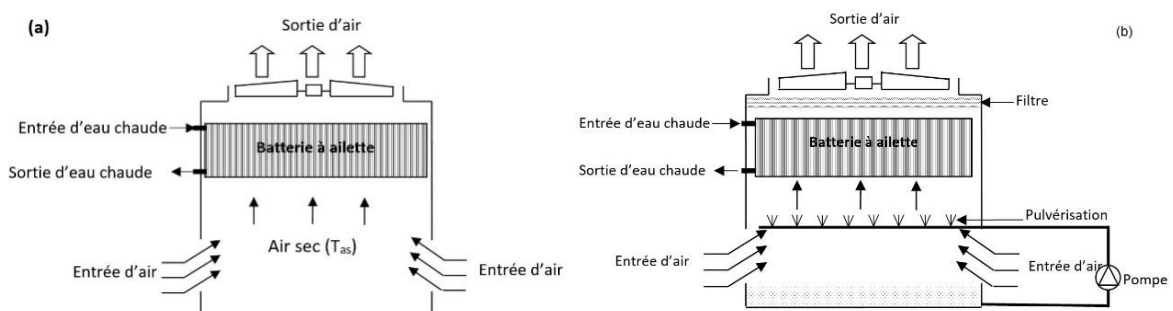


Figure 4.1. Tour de refroidissement hybride étudiée: a) mode sec, b) mode humide.

1.1 Mode sec

Le fluide de procédé à refroidir (ethylene glycol 34 Vol. %) s'écoule dans les tubes de la batterie à ailettes et se refroidit par l'air ambiant. Ce dernier circule par des ventilateurs et passe à travers un échangeur de chaleur de type batterie à ailettes où l'échange se fait par le mode contre-courant.

1.2 Mode humide

La tour de refroidissement sèche peut devenir une tour humide dans le cas de température d'air ambiant ou/et de fluide de procédé élevées. Une simple installation « appelée humidification par pulvérisation d'eau » est ajoutée comme le montre la figure 4.1b, le refroidissement par évaporation d'eau permet d'améliorer les performances thermiques de la tour sèche en diminuant la température de l'air avant de traverser la batterie à ailettes. Cette diminution de température est obtenue par la pulvérisation de l'eau à l'entrée de l'air par une série de rampes de pulvérisation placée en face de la batterie à ailettes. La transformation adiabatique est réalisée par l'évaporation de l'eau pulvérisée contre ou avec l'écoulement de l'air figure 4.1b.

2 Tour de refroidissement sèche

L'échangeur étudié est une batterie à ailettes avec plusieurs passes et rangés ; les tubes sont disposés en quinconce et le nombre des tubes est le même dans chaque rangé. L'écoulement est à contre-courant où le fluide externe est l'air qui arrive avec une vitesse V_a à les parois des tubes par la convection forcée. A l'intérieur des tubes le fluide de procédé (ethylene glycol) s'écoule avec une vitesse V_{fp} . La méthode DTML [83] est utilisée pour calculer la surface d'échange nécessaire à la batterie en utilisant les hypothèses suivantes :

- a) Le système étudié est un système ouvert en régime stationnaire pour l'air et l'eau pulvérisé,
- b) Coefficient d'échange global constant [97]
- c) Débits massiques des deux fluides sont constants
- d) La circulation du fluide de procédé et de l'air est à contre-courant.

2.1 Calculs et dimensionnement thermique

Du côté externe, le coefficient d'échange externe h_e peut être calculé en utilisant la corrélation de Wang et al. [92] pour les batteries à ailettes selon le nombre de rangés N :

Chapitre 4. Couplage avec un système de refroidissement par pulvérisation d'eau

$$h_e = j \rho_a C p_a V_a Pr_a^{-2/3} \quad (4.1)$$

Pour $N \geq 2$ et $200 < Re < 1000$

$$j = 0,086 Re_{Dc}^{j_3} N^{j_4} \left(\frac{S_{ail}}{D_e} \right)^{j_5} \left(\frac{S_{ail}}{D_h} \right)^{j_6} \left(\frac{S_{ail}}{P_t} \right)^{-0,93} \quad (4.2)$$

Le nombre de Reynolds Re_{Dc} est calculé à partir du diamètre extérieur des tubes D_e

$$Re_{Dc} = \frac{V_a D_e \rho_a}{\mu_a} \quad (4.3)$$

Avec

$$j_3 = -0,361 - \frac{0,042N}{\log(Re_{Dc})} + 0,158 \log \left[N \left(\frac{S_{ail}}{D_c} \right)^{0,41} \right] \quad (4.4)$$

$$j_4 = -1,224 - \frac{0,076 \left(\frac{P_t}{D_h} \right)^{1,42}}{\log(Re_{Dc})} \quad (4.5)$$

$$j_5 = -0,083 + \frac{0,076N}{\log(Re_{Dc})} \quad (4.6)$$

$$j_6 = -5,735 + 1,21 \log \left(\frac{Re_{Dc}}{N} \right) \quad (4.7)$$

Ou le coefficient d'échange interne h_e est calculé par l'équation suivante :

$$h_i = \frac{Nu \lambda_p}{d_i} \quad (4.8)$$

Le nombre de Nusselt de l'eau à l'intérieur des tubes horizontaux est donné par la corrélation de Gnielinski[98] dans les équations (4.9,4.10)

Pour $0,6 < Pr < 1,5$

Chapitre 4. Couplage avec un système de refroidissement par pulvérisation d'eau

$$Nu = 0,0214(\text{Re}^{0,8} - 100) \text{Pr}_{fp}^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L_t} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (4.9)$$

Pour $1,5 < \text{Pr} < 500$

$$Nu = 0,012(\text{Re}^{0,87} - 280) \text{Pr}_{fp}^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L_t} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad (4.10)$$

Cette corrélation est valable pour $0,06 < \text{Pr} < 2000$; $2300 < \text{Re} < 10^6$, $0 < d_i / L_t < 1$

Le coefficient d'échange global de l'échangeur de chaleur est obtenu par l'équation (4.11) [97, 99] :

$$K = \left[\left(\frac{1}{h_i} + \mathfrak{R}_i \right) \frac{S_e}{S_i} + \frac{S_e}{2\pi\lambda_t} \text{Ln} \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\eta_g h_e} + \mathfrak{R}_e \right]^{-1} \quad (4.11)$$

Le rendement global η_g de la surface ailettée est donné par :

$$\eta_g = 1 - (1 - \eta_{ail}) \frac{S_{ail-m}}{S_{tot-m}} \quad (4.12)$$

Où S_{f-m} et S_{tot-m} sont respectivement la surface nette et totale du tube à ailettes par mètre de longueur.

$$S_{f-m} = 2N_{ail-m} \left(P_t P_1 - \frac{\pi d_e^2}{4} \right) \quad (4.13)$$

$$\text{Et } S_{tot-m} = S_{net-m} + S_{ail-m}$$

La température moyenne logarithmique ΔT_{ML} de la batterie à ailettes est définie par la relation suivante :

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_{ae} - T_{fps}) - (T_{as} - T_{fpe})}{\log \frac{(T_{ae} - T_{fps})}{(T_{as} - T_{fpe})}} \quad (4.14)$$

La surface d'échange totale nécessaire à la batterie à ailettes pour refroidir fluide de procédé (éthylène glycol) à la température désirée est calculée par l'équation (4.15) :

$$A_0 = \frac{\phi}{K \Delta T_{ML}} \quad (4.15)$$

Avec

$$\phi = \dot{m}_{fp} C_{p_{fp}} (T_{fpe} - T_{fpe_s}) \quad (4.16)$$

2.2 Validation de la méthode de calcul

Pour valider le code, nous avons comparé nos résultats avec la tour de refroidissement sèche réalisée par Citherlet et al. [94] pour les mêmes paramètres géométriques et thermo-physiques mentionnés dans le Tableau 4.1. Le Tableau 4.2 montre qu'il y a un bon accord entre les résultats obtenus de la méthode utilisée et ceux de Citherlet et al. [94] pour la surface d'échange, coefficient d'échange global, longueur et largeur de la tour. D'après le Tableau 4.2, on peut dire que notre code donne des résultats acceptables.

La figure 4.2 représente la variation de la surface d'échange nécessaire en fonction de température ambiante. Les résultats montrent que lorsque la température ambiante dépasse 33°C, la surface d'échange totale augmente énormément ce qui rend la tour sèche incapable de réduire la température du fluide à la température désirée (34°C). Mais, en effet, la température ambiante dans les régions chaudes dépasse cette valeur en été. Pour pallier cet inconvénient, nous avons proposé et étudié l'intégration d'un système d'humidification par pulvérisation d'eau à la tour de refroidissement sèche pour diminuer la température de l'air avant de traverser la batterie à ailettes.

Tableau 4.1. Paramètres d'entrée de la tour sèche de Citherlet et al. [94]

Fluide de procédé, -	Ethylene glycol 34 Vol. %
Matériau de l'ailette, -	Aluminium
Matériau des tubes, -	Cuivre
Température d'entrée d'air maximale, °C	33
Température d'entrée du fluide de procédé, °C	41
Température de sortie de fluide de procédé, °C	34
Débit volumique d'air, m ³ /h	12900
Débit volumique de fluide de procédé, m ³ /h	3,19
Flux échangé, kW	24
Espacement entre les tubes, mm	2,40
Nombre de rangés, -	10

Tableau 4.2. Résultats de la validation avec Citherlet et al. [94]

	Citherlet et al. [94]	Présent Travail
Surface d'échange totale, m ²	270,6	271,43
Coefficient d'échange global, W/m ² K	28,6	34,65
Volume des Tubes, litre	37	36,67
Longueur de la batterie à ailettes, m	2	2
Largeur de la batterie à ailettes, m	1,16	1,009

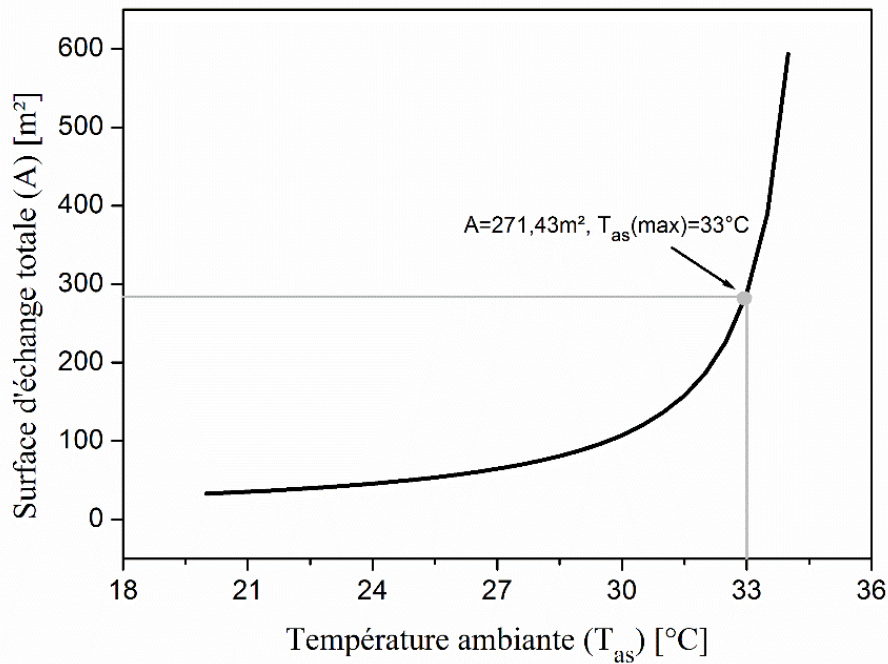


Figure 4.2. Influence de la température ambiante sur la surface d'échange totale de la batterie à ailettes (mode sec).

3 Tour de refroidissement humide

Dans cette section, nous avons utilisé la même surface d'échange utilisée par Citherlet et al. [94] ($270,6\text{m}^2$) et nous avons intégré avec elle un système d'humidification par pulvérisation d'eau (figures 4.3 et 4.1b). Ce dernier, ne fonctionne que lorsque la température ambiante dépasse 33°C (limite de fonctionnement de la tour sèche), afin d'augmenter la température-limite de fonctionnement de la tour sèche supérieure à cette valeur. Pour cela, les hypothèses suivantes sont prises en compte dans le calcul de l'air humide:

- 1) L'air humide est considéré comme un mélange des gaz parfait
- 2) La loi de Dalton appliqué considère que la pression, énergie interne, enthalpie et entropie du mélange des gaz à une température T et pression P sont respectivement la somme de la pression partielle, énergie interne partielle, enthalpie partielle et entropie partielle des gaz constituants [100].
- 3) Durant son passage à travers l'eau pulvérisée, l'air est humidifié jusqu'à ce que la pression partielle de la vapeur d'eau devient égale à la pression de la vapeur d'eau saturante à la température du liquide. Cette humidification de l'air est accompagnée avec une variation de température d'air qui sera calculée.

Chapitre 4. Couplage avec un système de refroidissement par pulvérisation d'eau

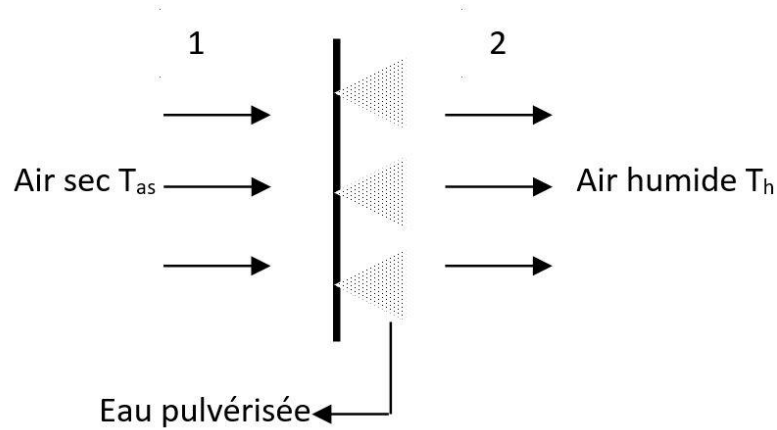


Figure 4.3. Schéma de refroidissement de l'air d'entrée par pulvérisation d'eau.

3.1 Conservation de masse

La conservation de la masse d'air sec :

$$\dot{m}_{as}^1 - \dot{m}_{as}^2 = 0 \quad (4.17)$$

La conservation de la masse de l'eau pulvérisée peut être écrite comme suit:

$$\dot{m}_{as}^1 \omega_1 + \dot{m}_{liq} - \dot{m}_{as}^2 \omega_{sat}^h = 0 \quad (4.18)$$

Où nous avons introduit le débit massique de l'eau et l'humidité spécifique correspondant à la vapeur saturante, ω_{sat}^h , Nous pouvons introduire $\delta\omega$ tel que $\delta\omega = \omega_{sat}^h - \omega_1$ ce qui permet l'écriture du débit massique du liquide comme:

$$\dot{m}_{liq} = \dot{m}_{as}^1 \delta\omega \quad (4.19)$$

3.2 Conservation d'énergie

En appliquant le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert en régime stationnaire avec N entrées et P sorties :

$$0 = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} \left(h + \frac{1}{2} v^2 + gz \right)_{e,s} \quad (4.20)$$

En négligeant la variation de l'énergie cinétique et l'énergie potentielle, l'équation (4.20) devient :

$$0 = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (h)_{e,s} \quad (4.21)$$

Chapitre 4. Couplage avec un système de refroidissement par pulvérisation d'eau

Considérant que le système n'échange pas la chaleur ou un travail mécanique avec l'extérieur, l'équation (4.21) peut être simplifiée à l'équation (4.22):

$$0 = \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} (h)_{e,s} \quad (4.22)$$

La conservation de l'énergie se réduit à une conservation d'enthalpie. Les flux d'enthalpie sont constitués en entrée : du flux d'enthalpie de l'air entrant et du flux d'enthalpie de l'eau liquide et en sortie uniquement du flux d'enthalpie de l'air sortant.

$$\dot{m}_{1as} = \dot{m}_{2as} \quad (4.23)$$

D'après les équations précédentes:

$$\dot{m}_{1as} [(Cp_{as} + \omega_1 Cp_v) T_1 + \omega_1 L] + \dot{m}_{1as} \Delta \omega Cp_{liq} T_1 - \dot{m}_{1as} [(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v) T_h + \omega_{sat}^h L] = 0 \quad (4.24)$$

Où T_h est la température humide de l'air humide. On sait que $\dot{m}_{1as} = \dot{m}_{2as}$, nous pouvons diviser l'équation (4.24) par \dot{m}_{1as}

$$(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v) T_h = (Cp_{as} + \omega_1 Cp_v + \delta \omega Cp_{liq}) T_1 + (\omega_1 - \omega_{sat}^h) L \quad (4.25)$$

Mais $(\omega_1 + \omega_{sat}^h) = -\delta \omega$

$$(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v) T_h = [Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v + \delta \omega (Cp_{liq} - Cp_v)] T_1 - \delta \omega L \quad (4.26)$$

La température humide T_h peut être exprimée comme suit:

$$T_h = \frac{[Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v + \delta \omega (Cp_{liq} - Cp_v)] T_1 - \delta \omega L}{(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)} \quad (4.27)$$

Donc:

$$T_h = T_1 + \frac{\delta \omega [(Cp_{liq} + Cp_v) T_1 - L]}{(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)} \quad (4.28)$$

Généralement, le terme $(Cp_{liq} + Cp_v) T$ est plus petit que la chaleur latente L , on peut simplifier l'équation (4.28) à :

$$T_h \approx T_1 - \frac{L(\omega_{sat}^h + \omega)}{(Cp_{as} + \omega_{sat}^h Cp_v)} \quad (4.29)$$

4 Résultats et discussion

La figure 4.4 présente la variation de la surface d'échange totale nécessaire pour refroidir le fluide de procédé à la température désirée (34°C) avec l'air humide de température T_h calculée ci-dessus.

D'après la figure 4.4, la surface d'échange augmente proportionnellement avec l'augmentation de la température d'entrée d'air, les résultats montrent qu'avec la même surface d'échange, nous pouvons augmenter la température-limite de fonctionnement à 51°C au lieu de 33°C dans le cas de la tour sèche (voir figure 4.2).

La figure 4.5 illustre la variation de la température humide avec l'augmentation de la température ambiante et montrent que le mode « humide » peut diminuer la température d'entrée de 51°C à 33°C (température-limite maximale de Citherlet et al. [94] « mode sec »).

Le débit massique de l'eau pulvérisée est un paramètre essentiel pour le bon fonctionnement du système. Comme on le voit sur la figure 4.5, il est clair que l'augmentation de la température ambiante induit l'augmentation du débit massique de l'eau pulvérisée qui peut atteindre 0.035 kg/s lorsque la température ambiante atteint 51°C. Cette valeur du débit est considérée acceptable en comparaison avec le gain obtenu par la solution proposée.

Cependant, Il est à noter que, l'un des inconvénients du mode humide, dans régions arides et sahariennes, est le phénomène d'encrassement des échangeurs de chaleur (batterie à ailettes) à cause du vent de sable ce qui peut réduire ses performances au cours du temps [101-103].

Chapitre 4. Couplage avec un système de refroidissement par pulvérisation d'eau

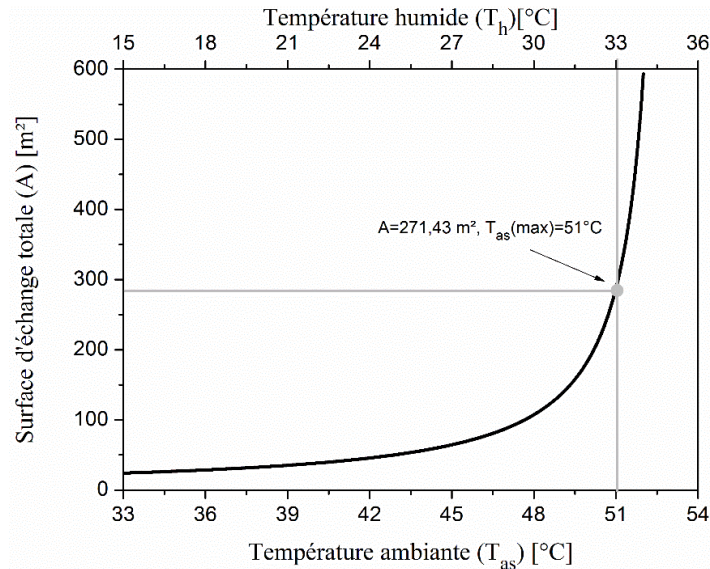


Figure 4.4. Influence de la température d'entrée d'air sur la surface d'échange nécessaire de la tour de refroidissement (mode humide).

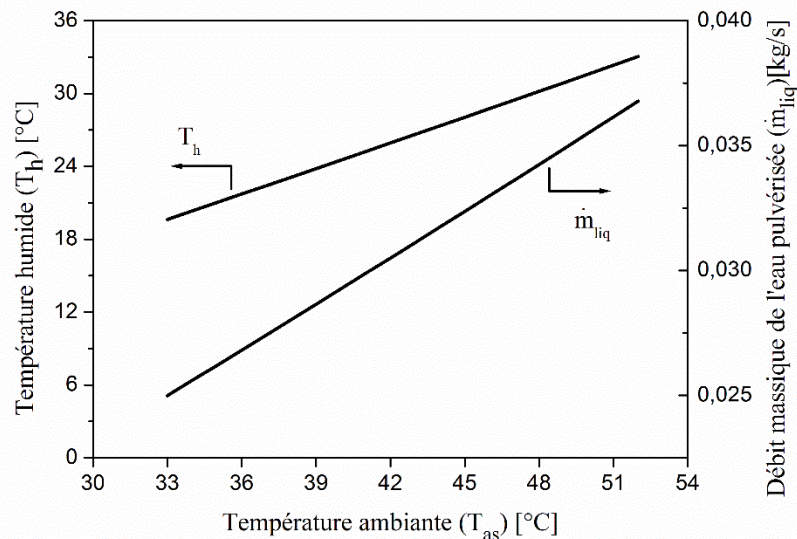


Figure 4.5. Variation de la température humide et le débit massique de l'eau pulvérisée en fonction de la température ambiante.

La figure 4.6 montre la variation des coefficients d'échange (global et externe) en fonction de la température ambiante pour les deux modes de fonctionnement (sec et humide), les coefficients d'échange global et externe diminuent avec l'augmentation de la température d'entrée d'air et atteignent leurs plus faibles valeurs à 33°C dans le cas du mode sec. Après l'exécution du système de pulvérisation d'eau (mode humide), les coefficients d'échange sont significativement augmentés à cause de la diminution de la température d'entrée d'air et ils diminueront avec l'augmentation de la température ambiante.

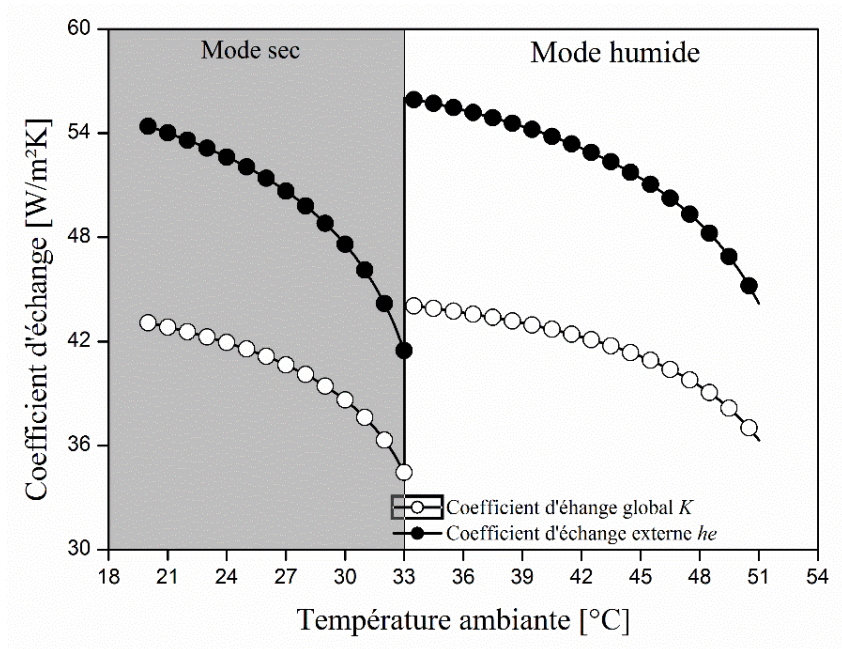


Figure 4.6. Variation des coefficients d'échange en fonction de la température ambiante pour les deux modes.

5 Conclusion

Dans le présent chapitre, nous avons testé l'applicabilité d'une installation de climatisation solaire par adsorption dans la région de Biskra en étudiant les performances d'une tour de refroidissement hybride. Les caractéristiques principales du système d'humidification par pulvérisation approprié aux régions chaudes ont été également définies.

La méthode DTML a été utilisée pour dimensionner la batterie à ailettes de la tour de refroidissement sèche. Les résultats sont validés en les comparant avec ceux obtenus par d'autres auteurs dans la littérature.

Les résultats montrent que dans le cas d'une tour de refroidissement sèche, à des températures ambiantes dépassant 33°C, la surface d'échange totale de la batterie à ailettes augmente énormément. Ainsi, la tour de refroidissement sèche ne permet pas de réduire la température du fluide de procédé à la température désirée.

Comme solution du problème relevé, nous avons étudié l'intégration d'un système d'humidification par pulvérisation d'eau (système de brumisation) à la tour de refroidissement sèche déjà dimensionnée. Ce système de pulvérisation fonctionne uniquement lorsque la température ambiante dépasse 33°C afin de maintenir la température d'entrée d'air inférieure à ce niveau de température. Ainsi, il a été établi que la présente

Chapitre 4. Couplage avec un système de refroidissement par pulvérisation d'eau

solution (mode humide) peut augmenter la température-limite de fonctionnement du système de climatisation à adsorption à 51°C, avec un débit massique maximal d'eau pulvérisée de 0.035kg/s. Par ailleurs, l'étude paramétrique a montré que l'eau pulvérisée améliore le transfert de chaleur en améliorant le coefficient d'échange externe et par conséquent le coefficient d'échange global.

Comme inconvénient de la solution proposée dans ce chapitre (mode humide), on note que le phénomène de l'encrassement de la batterie à ailettes peut réduire ses performances au cours du temps notamment dans les régions arides [101, 102]. Ce phénomène n'est pas pris en compte dans la présente étude et des études plus étendues sont nécessaires afin d'évaluer la validité de ces résultats à plus grande échelle. Ainsi, nous examinerons dans le prochain chapitre l'application d'une autre solution consistant à coupler la tour de refroidissement (ou le condenseur à air) avec une source géothermale peu profonde.

CHAPITRE 5. COUPLAGE AVEC UN ECHANGEUR EAU-SOL

La géothermie fait partie des sources d'énergie dites renouvelables. Son principe consiste à échanger de l'énergie thermique avec le sous-sol terrestre pour l'utiliser dans des systèmes de chauffage/refroidissement ou de production d'électricité [104]. Nous pensons qu'il n'existe pas une classification claire et unanime de la géothermie dans la littérature. Certains auteurs [105-107] ont classé l'énergie géothermique, par rapport au niveau de température, en quatre classes : haute ($>180^{\circ}\text{C}$), moyenne ($>180^{\circ}\text{C}$), basse ($>30^{\circ}\text{C}$) et très basse température ($10\text{-}30^{\circ}\text{C}$). Certains d'autres [108, 109] ont classé la géothermie, par rapport au type de systèmes d'exploitation, en deux classes : les systèmes géothermiques profonds ($>400\text{m}$ de profondeur) et les systèmes géothermiques peu profonds ($<400\text{m}$ de profondeur) qui ne nécessitent pas des gradients géothermiques élevés.

La géothermie peu profonde recueille la chaleur à faible profondeur, où la température est comprise entre 10°C et 30°C , ce qui ne permet pas, dans la plupart des cas, une utilisation directe de cette chaleur [110]. Pour cela, l'exploitation de ce type de source géothermale nécessite généralement la mise en œuvre de pompes à chaleur qui prélèvent l'énergie à basse température pour l'injecter à une température suffisante pour le chauffage ou le refroidissement [111-116]. Ainsi, l'utilisation de la géothermie peu profonde est devenue assez fréquente dans la conception de nouveaux systèmes frigorifiques.

Dans ce chapitre, nous suggérons l'exploitation de la géothermie peu profonde en utilisant un échangeur géothermal de type Eau/Sol (EWHE) (Earth-Water-Heat-Exchanger) comme un système de refroidissement. Cette solution est testée sur une installation de climatisation par adsorption solaire pour remplacer temporairement la tour de refroidissement sèche. Ce remplacement est assuré lorsque la température ambiante dépasse la température-limite de fonctionnement de la tour de refroidissement sèche. Ainsi, nous présentons dans ce chapitre le dimensionnement de l'EWHE approprié et son application dans la région de Biskra pour remplacer temporairement une tour de refroidissement sèche.

1 Description de l'installation de climatisation par adsorption (Chiller)

1.1 Chiller avec tour de refroidissement sèche

Comme on a mentionné auparavant (dans le 2^{ème} chapitre), la machine de climatisation à adsorption (Chiller) est constituée de condenseurs, évaporateurs et adsorbeur (ou deux adsorbeurs) contenant l'adsorbant qui remplace le compresseur de la machine frigorifique conventionnelle. Le système est caractérisé par trois températures :

(i) Haute température venant des chauffe-eaux solaires correspondant à la chaleur fournie au système, (ii) Basse température correspondant à celle de production de froid (iii) Température intermédiaire à laquelle la quantité de la chaleur retirée de l'eau de refroidissement provenant de la tour de refroidissement.

Citherlet et al [94] et Lu et al [96] ont utilisé une tour de refroidissement sèche qui utilise l'air ambiant comme un fluide de refroidissement (figure 5.1.), le tableau 5.1 montre les principales caractéristiques utilisées par Citherlet et al. [94]. Toutefois, les températures-limites de fonctionnement de cet échangeur ne dépassent pas les 35°C [94, 96]. Les auteurs ont proposé d'utiliser un système de refroidissement par pulvérisation d'eau pour améliorer le fonctionnement de la tour. Cependant, ces systèmes ont besoin des pompes pour assurer la pulvérisation d'eau, cette technique est très peu utilisée dans les régions arides à cause de la rareté de l'eau.

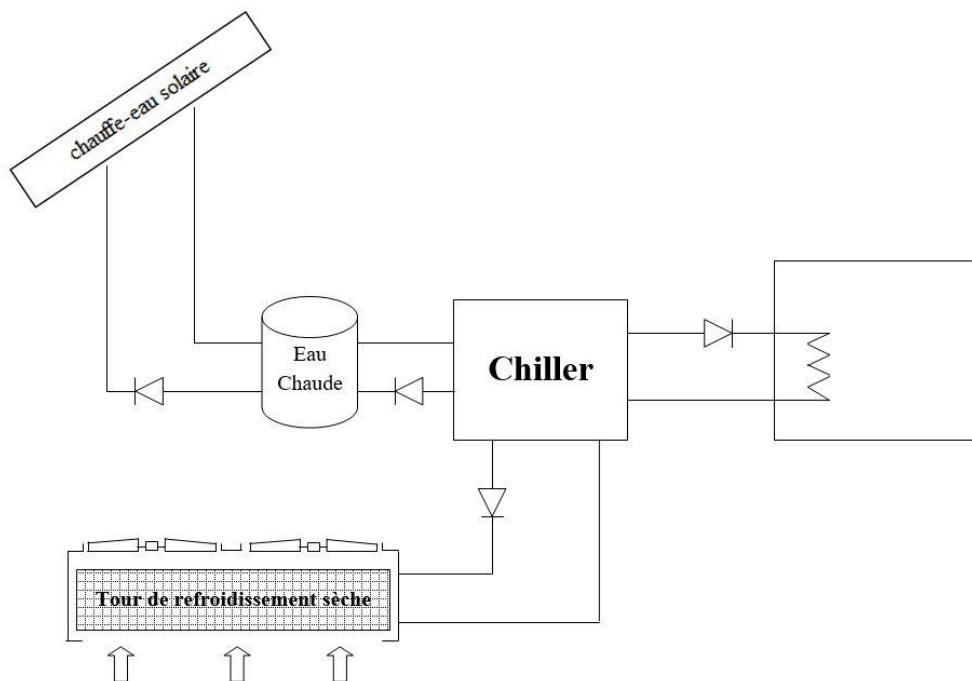


Figure 5.1. Présentation schématique d'une installation de climatisation par adsorption solaire (Chiller).

Chapitre 5. Couplage avec un échangeur eau-sol

Tableau 5.1. Caractéristiques de la tour de refroidissement utilisé par Citherlet et al [94]

Fluide	Ethylene glycol 34 Vol. %
Matériau du tube	Cuivre
Diamètre interne du tube (m)	0,016
Epaisseur du tube (m)	0,002
Surface d'échange totale (m ²)	270,6
Puissance du ventilateur (kW)	0,4
Nombre des ventilateurs	2

1.2 Chiller avec EWHE

Dans ce chapitre nous proposons l'exploitation de la géothermie peu profonde en utilisant un échangeur géothermal eau/sol EWHE enterré à une profondeur de 3 m dans le sol (cette profondeur a été déterminée précédemment dans la région de Biskra par Moumami et al. [117]). Cet échangeur remplace temporairement la tour de refroidissement dans le cas où la température ambiante dépasse les températures-limites de fonctionnement de la tour (voir la figure 5.2). le tableau 5.2. illustre les principales caractéristiques de cet échangeur.

Tableau 5.2. Caracteristiques de EWHE proposé

Fluide	Ethylene glycol 34 Vol. %
Matériau du tube	HDPE
conductivité thermique du tube [W/mK]	0,46 [118]
Profondeur d'enfouissement [m]	3

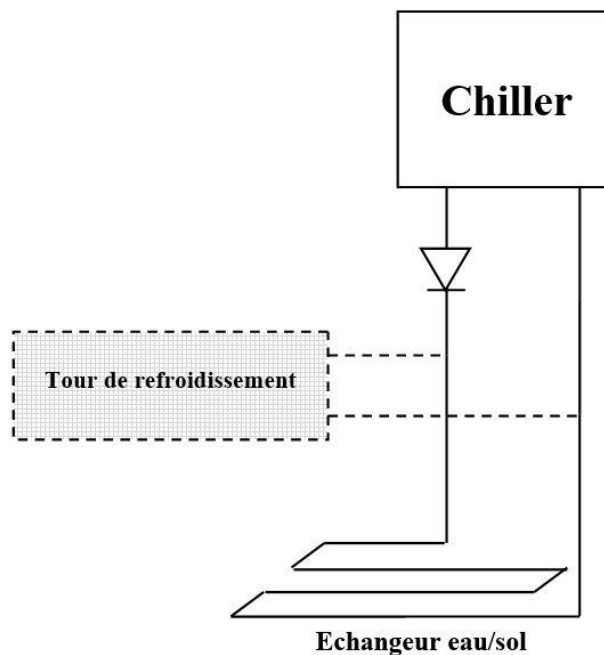


Figure 5.2. Schéma d'un Chiller fonctionne avec WEHE comme refroidisseur supplémentaire.

2 Calcul et dimensionnement thermique

2.1 Dimensionnement de l'EWHE

Hypothèses de calcul

- L'EWHE fonctionne seulement durant les pics de températures caniculaires.
- Le régime est stationnaire.
- le sol autour du tube enterré est homogène.
- La conductivité thermique du sol est constante.
- Les propriétés thermo-physiques de l'eau sont calculées à partir des corrélations trouvées dans la littérature.

Le bilan énergétique entre deux sections distantes de dx (figure 5.3) s'écrit comme suit [119]:

$$mC_p(T(x) - T(x + dx)) = \frac{(T(x) - T_{sol})}{R_{th}} dx \quad (5.1)$$

Où R_{th} est la résistance thermique totale entre l'eau, le tube et le sol autour de l'échangeur géothermique, elle peut être exprimée par la relation suivante [120]:

$$R_{th} = R_c + R_t + R_{sol} \quad (5.2)$$

La résistance thermique R_c dû au transfert convectif entre l'eau dans le tube et la surface intérieure du tube est calculée comme suit:

$$R_c = \frac{1}{h_i P_i} \quad (5.3)$$

Où

$$h_i = \frac{Nu \lambda_{eau}}{d_i} \quad (5.4)$$

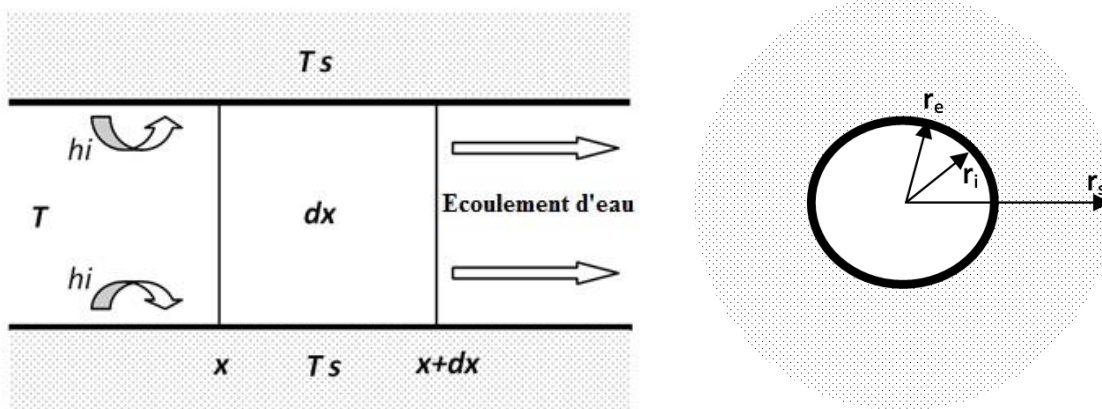


Figure 5.3. Schéma du problème étudié

Chapitre 5. Couplage avec un échangeur eau-sol

Le nombre de Nusselt de l'eau en écoulement à l'intérieur du tube est donné par l'équation (5.5) [121] pour $2300 < Re < 10^5$ et $1,5 < Pr < 500$

$$Nu = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{di}{L}\right)^{0,66} \right] \quad (5.5)$$

La résistance thermique du tube R_t :

$$R_t = \frac{\ln(r_e/r_i)}{2\pi\lambda_t L} \quad (5.6)$$

La résistance thermique de l'anneau du sol R_s est donnée par l'équation (5.7)

$$R_s = \frac{\ln(r_{sol}/r_e)}{2\pi\lambda_{sol}L} \quad (5.7)$$

Plusieurs travaux dans la littérature ont considéré le rayon du sol appropriée des échangeurs géothermales. Il a été conclu que le rayon du sol r_s varie en fonction de la durée de fonctionnement de l'échangeur [122-132]. Dans ce chapitre, l'EWHE fonctionne seulement pendant les températures caniculaires qui ne dépassent pas généralement certaines heures. Par conséquent, le rayon du sol est considéré comme étant égale au rayon du tube ($r_3=2r_i$) [122, 130-132].

Après la division de l'équation (5.1) par dx , cette équation peut être écrite comme suit :

$$-mCp \frac{dT}{dx} = \frac{(T(x)-T_{sol})}{R_{th}} \quad (5.8)$$

Donc,

$$T(x) = A \exp\left(\frac{-x}{mCpR_{th}}\right) + T_{sol} \quad (5.9)$$

Nous pouvons déterminer les constantes A, B en utilisant la condition suivante :

- Pour $x = 0$, $T(x) = T_0 \longrightarrow A = T_0 - T_{sol}$

$$T(x) = (T_0 - T_{sol}) \exp\left(\frac{-x}{mCpR_{th}}\right) + T_{sol} \quad (5.10)$$

On peut aussi écrire l'équation (5.10) comme:

$$T(x) = (T_0 - T_{sol}) \exp\left(\frac{-x}{\rho C_p S v R_{th}}\right) + T_{sol} \quad (5.11)$$

2.2 Calcul des pertes de charge

Les pertes de charge totales de l'échangeur sont égales à la somme des pertes linéaires, singulières et les pertes à l'entrée et à la sortie de l'échangeur [133]

$$\Delta P_t = \Delta P_{lin} + \Delta P_{sin} + \Delta P_{e,s} \quad (5.12)$$

Où les pertes de charges linéaires sont calculées par la relation suivante:

$$\Delta P_{lin} = \Lambda \rho_e L \frac{v_e^2}{2d} \quad (5.13)$$

Pour un régime turbulent lisse, nous pouvons utiliser la formule directe de Blasius pour déterminer le coefficient de pertes de charge Λ lorsque le nombre de Reynolds entre 2100 <math><Re < 10^5</math> [134]

$$\Lambda = 0,3164 Re^{-0,25} \quad (5.14)$$

Les pertes de charge singulières sont des pertes de pression provoquées au cours du passage d'un fluide dans les obstacles tels que les vannes, coudes, élargissement...etc.

$$\Delta P_{sin} = \xi \rho_e \frac{v_e^2}{2} \quad (5.15)$$

Les pertes de charge dû à l'entrée et à la sortie de l'échangeur sont calculées en utilisant l'équation suivante [133]:

$$\Delta P_{e,s} = \frac{3}{4} \rho_e v_e^2 \quad (5.16)$$

3 Validation de la méthode de calcul

Nous avons validé notre code de calcul avec les données expérimentales de l'échangeur air-sol de Moummi et al. [117] en introduisant les mêmes données géométriques et climatiques. Les paramètres et les caractéristiques spécifiques de l'échangeur testé par Moummi et al. [117] sont regroupés dans le tableau 5.3. Afin de pouvoir valider notre méthode de calcul, nous avons effectué une comparaison entre nos résultats et ceux de l'expérimental dans la figure 5.4. Les résultats de la comparaison montrent un bon accord avec une différence maximale de 1°C.

4 Résultats et discussion

Pour pouvoir compenser la tour de refroidissement par un échangeur eau-sol (EWHE); les pertes de charge des deux systèmes doivent être les mêmes. Pour cela, nous avons dimensionné l'EWHE avec une perte de pression maximale d'environ de 0,3 bar (perte de charge de la tour de refroidissement utilisée par Citherlet et al. [94]). Le dimensionnement a été fait en utilisant les mêmes entrées/sorties de la tour de Citherlet et al. [94] (vtableau 5.4).

Tableau 5.3. Paramètres de l'échangeur de Moumami et al. [117]

Matériau du tube	PVC
Longueur du tube (m)	60
Profondeur d'enfouissement (m)	3
Diamètre interne (m)	0,11
Épaisseur du tube (m)	0,003
Température d'entrée (°C)	36,572
Température de sortie (°C)	24
Débit volumique (m ³ /h)	155,43

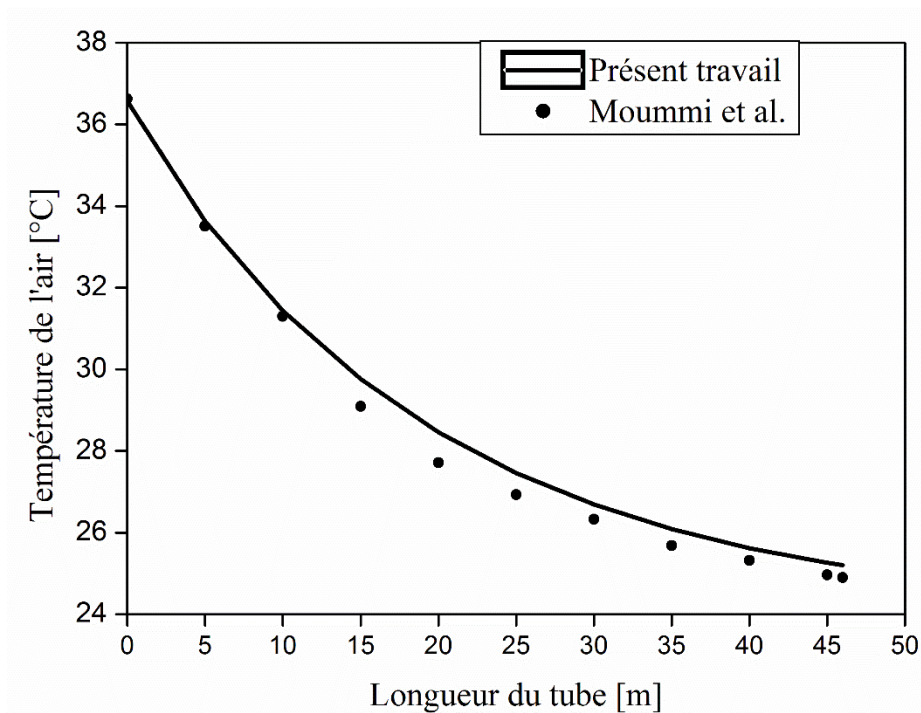


Figure 5.4. Comparaison avec Moumami et al. [117]

Tableau 5.4. Paramètres d'entrée/sortie de la tour de refroidissement de [94]

Fluide	Ethylene glycol 34 Vol. %
Température d'entrée (°C)	41
Température de sortie (°C)	34
Debit massique (Kg/s)	0,9308

Chapitre 5. Couplage avec un échangeur eau-sol

Il est à noter que nous ne pouvons pas utiliser des tubes en cuivre dans le cas l'EWHE à cause de la corrosion, pour cette raison, nous avons utilisé des tubes en Polyéthylène Haute Densité (PEHD) avec une conductivité thermique de $(0,46 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1})$, où la température du sol durant le mois d'Août dans la région de Biskra est donnée par Belloufi et al. [135].

La figure 5.5 montre l'influence du diamètre du tube sur les pertes de charge totales pour différentes longueurs. Les résultats indiquent que le minimum diamètre que nous pouvons l'utiliser est 0.033 m quel que soit la longueur des tubes. En outre, l'EWHE doit être capable de réduire la température de l'eau à la valeur désirée (34°C). La figure 5.6 illustre l'influence du diamètre du tube sur la température de sortie de l'eau pour différentes longueurs.

D'après les résultats graphiques de la figure 5.6, on peut voir que pour la température de sortie de l'eau atteint la valeur de 34°C , la longueur minimale des tubes que nous pouvons l'utiliser est 100 m. Selon les résultats obtenus à partir les figures 5.5 et 5.6, on peut dessiner une zone d'applicabilité dans la figure 5.6 qui définit les caractéristiques géométriques (longueur et diamètre) de l'EWHE approprié à la région de Biskra en respectant toutes les conditions de fonctionnement de la machine de climatisation à adsorption de Citherlet et al. [94]. Le tableau 5.5 résume les principales caractéristiques de l'EWHE dimensionné et la tour de refroidissement de Citherlet et al. [94]. On peut conclure que l'EWHE peut être la meilleure alternative durant les pics de températures ambiantes caniculaires dans les régions chaudes avec un coût minimum.

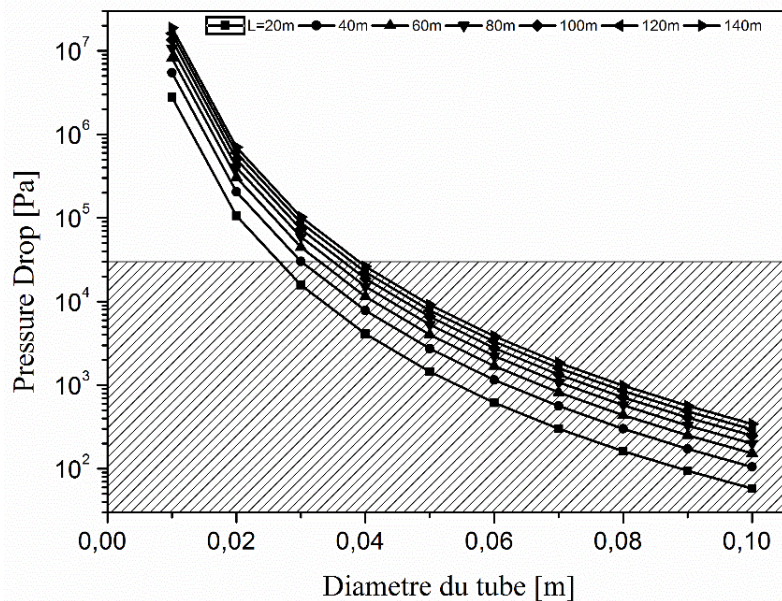


Figure 5.5. Influence du diamètre du tube sur les pertes de charge totale pour différentes longueurs de l'EWHE.

Tableau 5.5. Principales caractéristiques de l'EWHE et la tour de refroidissement

	Tour de refroidissement [94]	EWHE
Surface d'échange totale (m ²)	270,6	10,37
Longueur du tube (m)	600	100
Diamètre du tube (m)	0,016	0,033
Pertes de charge (bar)	0,3	0,3

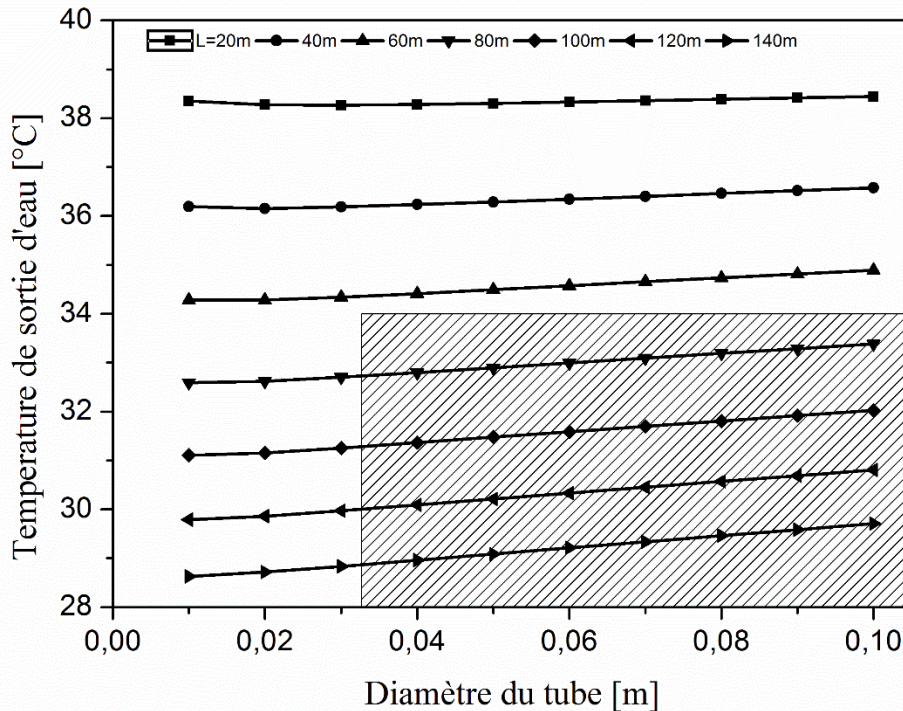


Figure 5.6. Influence du diamètre du tube sur la température de sortie de l'eau pour différentes longueurs de l'EWHE.

5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à l'étude de l'applicabilité d'une installation de climatisation solaire à adsorption dans la région de Biskra fonctionnant avec une tour de refroidissement sèche. La revue de la littérature a montré que les températures-limites de fonctionnement des tours de refroidissement sèches ne dépassent pas 34°C. Ainsi, nous avons proposé et étudié l'intégration d'un système supplémentaire basé sur un échangeur géothermal eau/sol (EWHE). La solution proposée fonctionne temporairement pendant les pics de températures caniculaires pour assurer la continuité de refroidissement de l'eau à l'intérieur de l'installation.

Après un travail de modélisation et de validation de la méthode de calcul, nous avons dimensionné l'EWHE approprié à la région de Biskra. Les résultats sont très encourageants

Chapitre 5. Couplage avec un échangeur eau-sol

et montrent que la solution géothermale est efficace et se présente avec un coût réduit. Il est à noter que les résultats présentés ci-dessous ont été publiés récemment à l'un des journaux internationaux [117] (voir annexe 1 « International Journal of Heat & Technologie »).

Nous pensons que l'utilisation continue de l'EWHE provoque la saturation du sol à cause de la faible diffusivité de ce dernier, où la température du sol au voisinage immédiat de l'échangeur augmente, ce qui affecte négativement ses performances. Ainsi, une autre étude complémentaire, de l'influence de l'échangeur géothermal sur le sol et l'influence du sol sur l'échangeur en fonction du temps, est nécessaire pour assurer un refroidissement continu de l'eau. Une telle étude permettra de définir les détails de l'échangeur géothermal et de la distance entre les tubes notamment dans le cas de l'élimination définitive de la tour de refroidissement. Ceci fera l'objet du prochain chapitre où nous proposons un nouveau modèle notamment pour la prédiction de la distance minimale entre les tubes de l'échangeur géothermal.

CHAPITRE 6. COUPLAGE AVEC UN ECHANGEUR AIR-SOL

Dans ce chapitre, nous allons coupler un échangeur à air de type batterie à ailettes (condenseur à air, tour de refroidissement sèche...) avec un échangeur géothermal de type air/sol EAHE (Earth-Air Heat Exchanger) afin de réduire la température de l'air à d'entrée de la batterie. Ce type de couplage présente une solution innovante proposée comme un brevet d'invention dans le cadre de cette thèse [136] (et un article soumis [137]). Le principe de cette solution technique est d'utiliser un mélangeur d'air pour coupler l'EAHE avec la batterie à ailettes. Le mélangeur d'air et EAHE présente l'Aéro-refroidisseur géothermal GAC (Géothermal Air Cooler) qui vise à augmenter la température limite de fonctionnement du condenseur (ou la tour de refroidissement). Après la description du système, nous présentons une nouvelle méthode originale, développée dans le cadre de la présente thèse (article soumis [138]), pour le calcul et le dimensionnement de ses composants. Après la validation des résultats, nous étudions l'applicabilité du GAC dans la région de Biskra en le couplant avec une tour de refroidissement dont les détails sont obtenus de la littérature.

1 Description du système

La figure 6.1 représente un condenseur (ou une tour de refroidissement sèche) lié à une source géothermale à air. Elle résume l'utilisation de la géothermie peu profonde pour améliorer le fonctionnement des échangeurs de chaleur à air, il s'agit d'un Aéro-refroidisseur géothermal (GAC).

Cette figure montre un condenseur ou une tour de refroidissement sèche (13), un ventilateur d'extraction (4), échangeur à air de type batterie à ailettes (14), une grille (15), d'entrée d'air ambiant (1), tuyau flexible (8) et un raccord de liaison (9) du condenseur (ou de la tour de refroidissement sec) avec l'échangeur géothermal air-sol (6) qui comporte un ventilateur d'extraction (5) avec un filtre à air (11) et un diffuseur d'air (10). On peut aussi utiliser le mélangeur d'air (7) pour mélanger l'air géothermal frais (2) avec l'air ambiant (1) avant de l'injecter dans la batterie sous forme d'un mélange d'air (3). L'air de sortie (12) est le mélange d'air (3) après avoir traversé la batterie à ailettes (14).

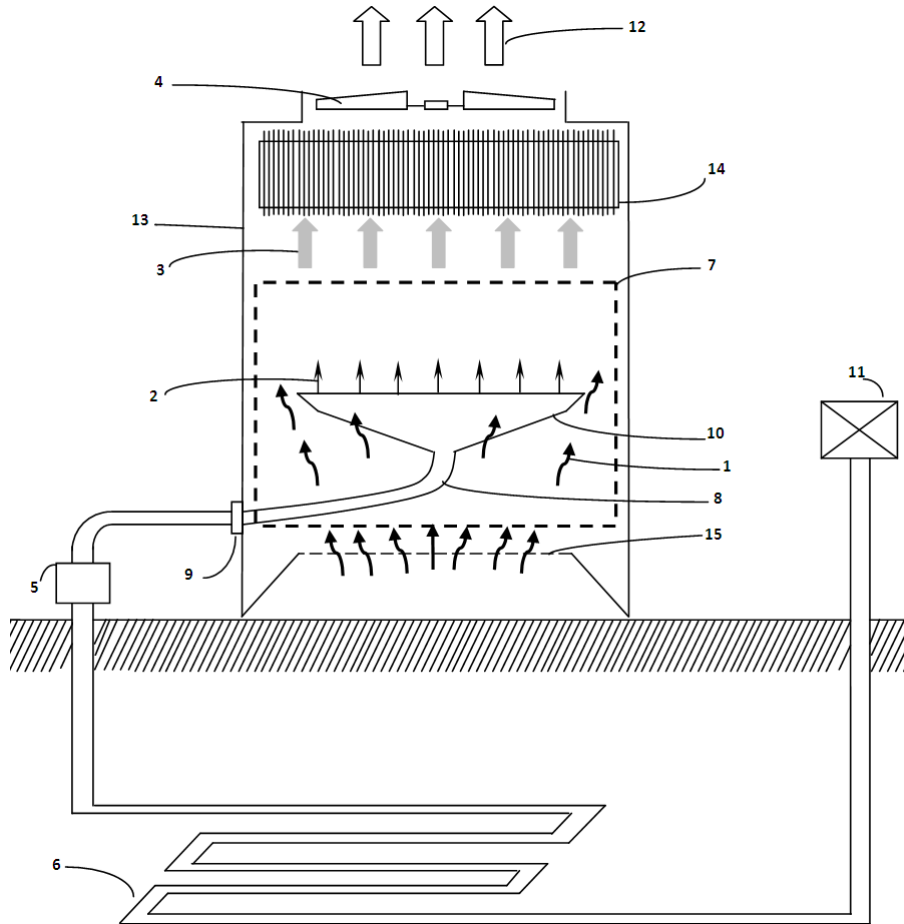


Figure 6.1. Schéma du nouveau Aéro-Refroidisseur Géothermique (GAC).

2 Formulation mathématique

2.1 Paramètres du mélangeur d'air

La figure 6.2 présente un schéma du mélangeur d'air du GAC avec :

- Deux entrées : l'indice (1) pour l'air ambiant chaud et l'indice (2) pour l'air géothermique frais ;
- Une seule sortie, l'indice (3), qui correspond au mélange de (1) et (2) après le passage à travers le mélangeur.

Selon le premier principe de la thermodynamique pour un système à N entrées et P sorties on a l'éq. (6.1) [139, 140]:

$$\sum_{\text{sortie } j} (h_j + e_{c_j} + e_{p_j}) \dot{m} - \sum_{\text{entrée } i} (h_i + e_{c_i} + e_{p_i}) \dot{m} = P_u + P_{th} \quad (6.1)$$

Dans le cas d'un échangeur de chaleur $P_u = 0$ et $P_{th} = 0$, donc l'équation (6.1) sera

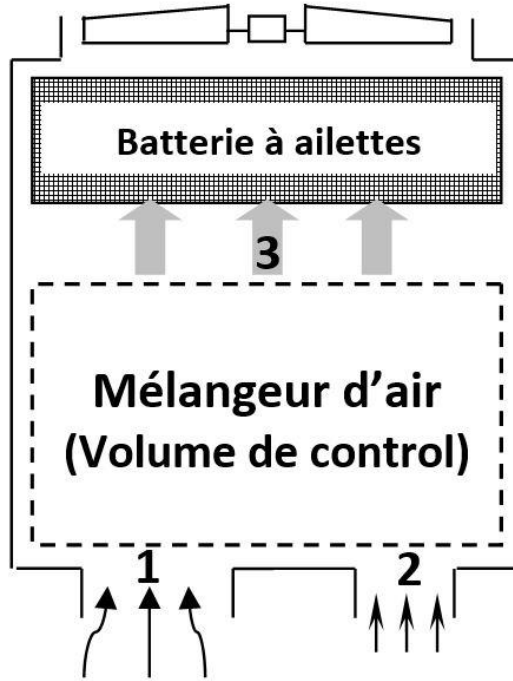


Figure 6.2. Schéma du mélangeur d'air du GAC.

$$\sum_{\text{sortie } j} (h_j + e_{c_j} + e_{p_j}) \dot{m}_j - \sum_{\text{entrée } i} (h_i + e_{c_i} + e_{p_i}) \dot{m}_i = 0 \quad (6.2)$$

L'équation (6.2) peut être écrite comme suit:

$$\dot{m}_3 \left(Cp_3 T_3 + \frac{V_3^2}{2} + gz_3 \right) - \dot{m}_1 \left(Cp_1 T_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) - \dot{m}_2 \left(Cp_2 T_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) = 0 \quad (6.3)$$

Généralement on peut négliger l'énergie potentielle e_p puisqu'elle est très petite par rapport aux h et e_c , donc l'équation (6.3) devient :

$$\dot{m}_3 \left(Cp_3 T_3 + \frac{V_3^2}{2} \right) - \dot{m}_1 \left(Cp_1 T_1 + \frac{V_1^2}{2} \right) - \dot{m}_2 \left(Cp_2 T_2 + \frac{V_2^2}{2} \right) = 0 \quad (6.4)$$

À partir de l'équation (6.4) on peut calculer la température du mélange T_3 . Cette équation nous permettra de calculer le débit massique de l'air frais \dot{m}_2 nécessaire pour diminuer la température du mélange au-dessous de la température-limite de fonctionnement du condenseur (tour de refroidissement sèche).

2.2 Calcul et dimensionnement thermique de l'échangeur air-sol

2.2.1 Hypothèses

Comme mentionné auparavant, et puisque l'EAHE fonctionne seulement pendant les températures caniculaires, l'EAHE de la solution proposée ne fonctionnera pour une longue durée (< 6 heures). Pour cela, le régime considéré est permanent, (ii) le sol autour l'EAHE est homogène, (iii) la conductivité du sol est constante, (iv) les propriétés du sol sont isotropiques et il y a un contact parfait entre le sol et le tube, et (v) la conduction longitudinale négligeable.

2.2.2 Méthode de calcul

D'après le bilan énergétique développé par Belloufi et al. [135] pour un échangeur horizontal à la surface du sol, on obtient :

$$\rho \pi r_1^2 C_{pa} v \frac{dT}{dx} = \frac{T_{sol} - T_a}{R_{th}} \quad (6.5)$$

La résistance thermique totale par unité de longueur R_{th} de l'EAHE est la somme de la résistances thermique par unité de longueur du tube R_t , de l'air R_c et du sol R_{sol} [122].

$$R_{th} = R_c + R_t + R_{sol} \quad (6.6)$$

Où :

$$R_c = \frac{1}{h_c 2 \pi r_1} \quad (6.7)$$

Le coefficient d'échange convectif h_c a été déterminé en utilisant la corrélation suivante défini par Bory [141] en régime turbulent

$$Nu = 0.023 (Re^{0.8}) Pr^{0.4} \quad (6.8)$$

Avec

$$h_c = \frac{Nu \lambda_a}{D} \quad (6.9)$$

Où

$$Pr = \frac{\mu_a C_{pa}}{\lambda_a} \quad (6.10)$$

La résistance thermique des tubes R_t est calculée par l'équation (6.11)

$$R_t = \frac{e}{2 \pi r_1 \lambda_t} \quad (6.11)$$

La résistance thermique du sol a été calculée par l'équation (6.12) :

$$R_{sol} = \frac{1}{2 \pi \lambda_{sol}} \ln \left(\frac{r_{sol}}{r_1} \right) \quad (6.12)$$

2.2.2.1 Modèle du de calcul du rayon du sol, r_s

Plusieurs travaux dans la littérature ont étudié le rayon approprié du sol, r_{sol} , nécessaire au dimensionnement de l'EAHE en fonction de la durée de fonctionnement [123, 124, 126, 127, 129, 142, 143]. En effet, certaines de ces études montrent que les performances thermiques de l'EAHE détériorent dans le mode de fonctionnement continu en longue période, à cause l'accumulation de la chaleur dans le sol entourant le tube [123, 124, 127, 129]. Pour cette raison, l'estimation de la résistance thermique totale dépend de la connaissance préalable de la durée de fonctionnement de l'EAHE. Dans la présente étude, le GAC fonctionne seulement pendant les températures caniculaires qui ne dépassent pas généralement 6 heures, comme mentionné ci-dessus dans l'hypothèse (i). Pour cela, nous avons calculé le rayon du sol entourant le tube, nécessaire au dimensionnement, pour 6 heures de fonctionnement continu en utilisant les équations 6.12a et 6.12b.

Nous commençons par résoudre l'équation de la chaleur à l'entrée de l'EAHE dans le sol, qui est considéré comme un cylindre creux semi-infini avec un flux d'air constant par unité de longueur à $r=r_1$ (figure 6.3), exprimée en coordonnées cylindriques [104].

$$t=0 \rightarrow T(r, 0) = T_0$$

$$r=\infty \rightarrow T(\infty, t) = T_0$$

$$r=r_1 \rightarrow -\lambda \frac{dT}{dr} = cste$$

$$T_{sol}(r, t) - T_0 = \frac{q'}{\pi \lambda r_\infty^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1 - e^{-\alpha \beta_n^2 t}}{\beta_n^2} \frac{J_0(\beta_n r) J_0(\beta_n r_1)}{J_1(\beta_n r_\infty)} \quad (6.12a)$$

Où β_n les sont les racines positives de la fonction de Bessel $J_0(Z) = 0$ (voir annexe A).

D'après le modèle proposé, le rayon du sol r_{sol} , est considéré comme la première distance r dans l'équation 6.12a, où la température du sol $T_{sol}(r, t)$ atteint la température initiale du sol T_0 (figure 6.3). Le flux de chaleur venant de l'EAHE diminue au cours du temps à cause de

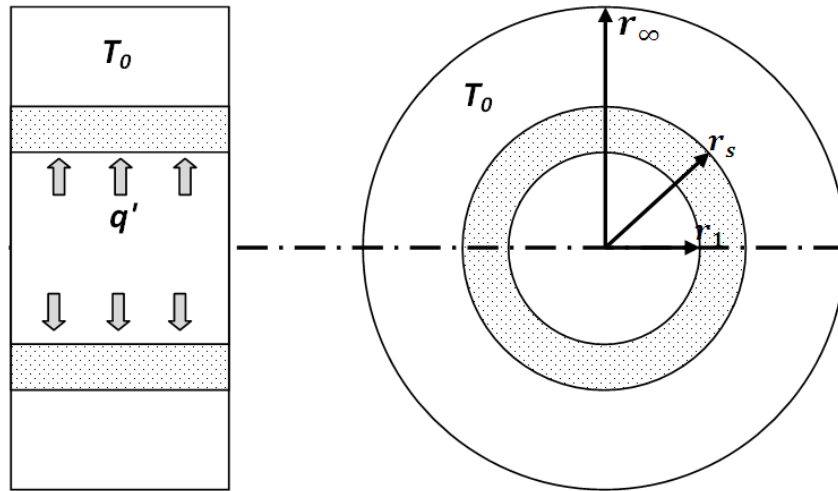


Figure 6.3. Schéma du sol entourant l'EAHE considéré comme cylindre creux semi-infini.

l'augmentation de la température du sol près du tube. Par conséquent, et pour rendre l'équation 6.12a plus fiable, nous calculons le flux de chaleur q' (eq. 6.12b) en calculant la résistance thermique du sol R_{sol} pour chaque heure en changeant le rayon du sol r_{sol} . Dans ce cas, le flux de chaleur calculé demeure constant dans toute la durée (1 heure). En fin, le modèle proposé, considère que la dernière valeur de r_s comme le rayon du sol qui va être utilisé dans l'eq. 6.12 pour déterminer la résistance thermique du sol.

$$q' = \frac{(T_a - T_0)}{R_{sol}} \quad (6.12b)$$

Le rayon du sol calculé r_s peut être aussi utilisé pour déterminer la distance entre les tubes ou entre les EAHEs dans le cas de l'utilisation de plusieurs EAHEs. Pour mieux comprendre, la figure 6.4 présente l'organigramme du modèle développé.

Tout d'abord, le rayon du sol est initialisé comme deux fois le rayon du tube. Puis, on calcule à la fois la résistance thermique, R_{sol} , du sol et le flux de chaleur transmis au sol frais par les équations 12 et 12b. Ensuite, on insère ces deux entités dans la boucle d'espace pour calculer le gradient de température du sol par l'équation 12a. Lorsque la température du sol atteint la température initiale, la distance radiale courante (dans l'étape actuelle du temps) est enregistrée comme le nouveau rayon du sol. Enfin, ce nouveau rayon sert à calculer à la fois la nouvelle résistance thermique, R_{sol} , du sol et le nouveau flux de chaleur, q' , pour le prochain pas du temps (voir la figure 6.4).

2.2.2.2 Validation du modèle

Pour valider le modèle nous avons comparé les résultats obtenus avec différentes données et conditions de fonctionnement dans la littérature.

Chapitre 6. Couplage avec un échangeur air-sol

Le modèle a été validé avec le travail numérique effectué par Baraket et al. [123]. Tableau 6.1 donne les paramètres d'entrée des deux modèles, numérique [123] et notre modèle semi-analytique. La figure 6.3 présente la distribution radiale de la température du sol entourant l'EAHE et montre qu'il y a un bon accord entre le profil de température calculé par le modèle proposé dans cette étude et les données numériques de Baraket et al. [123]. Il a été constaté qu'après 12 heures de fonctionnement, le sol atteint sa température initiale après une distance de 0,5 m du tube.

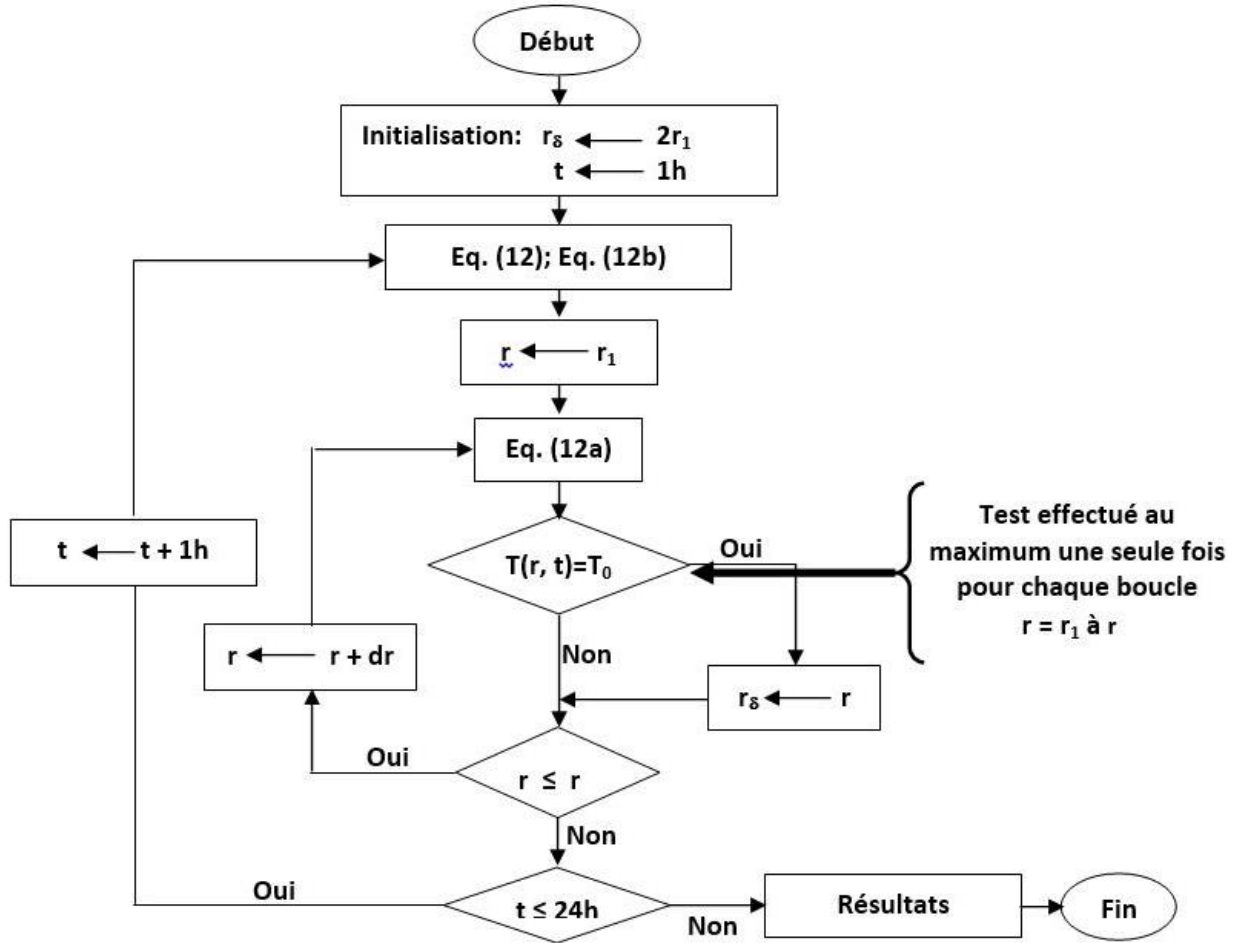


Figure 6.4. Organigramme résume le principe du modèle développé.

Tableau 6.1. Paramètres d'entrée pour la comparaison avec Barakat et al. [123]

Chaleur spécifique du sol (J/kg °C)	1995,4
Conductivité thermique du sol (W/m °C)	1,74
Masse volumique du sol (kg/m ³)	1868
Température ambiante (°C)	40
Température initiale du sol (°C)	25
Temps (h)	12
Diamètre du tube(m)	0,3

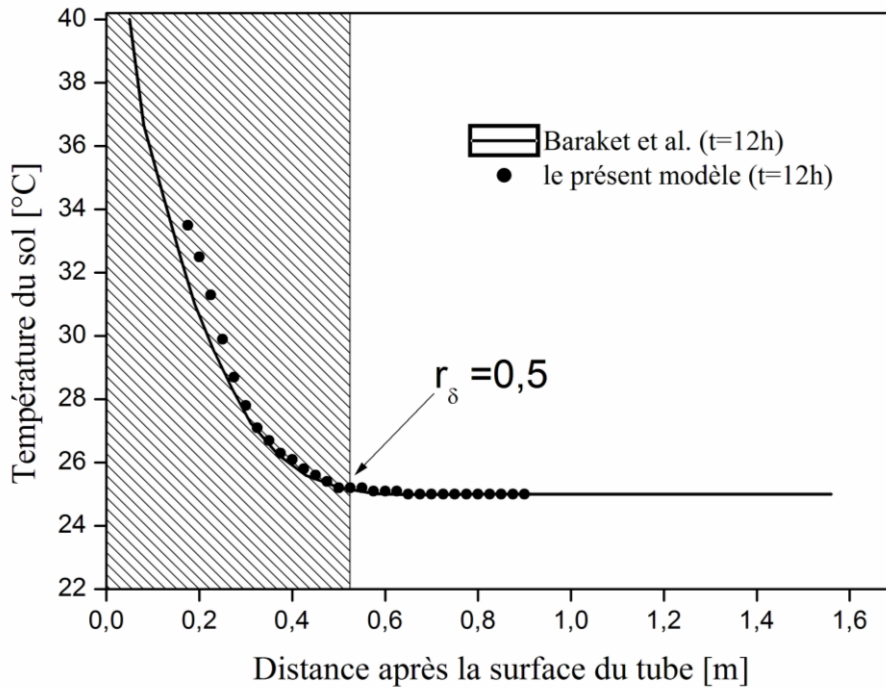


Figure 6.5. Validation du modèle avec Barakat et al. [123].

Le modèle a été également validé avec l'étude numérique de Mathur et al. [126] à une section de 10 m de l'entrée du « EAHE » pour différentes distances radiales de la surface du tube. Les paramètres d'entrée de Mathur et al. [126], qui ont été utilisés pour la comparaison sont illustrés dans le tableau. 2. les résultats de la validation sont rassemblés dans le tableau 3

Comme on peut le voir dans le tableau. 3 il y a un bon accord entre les résultats obtenus par notre modèle semi-analytique et ceux de Mathur et al. [126] avec une erreur relative moins de 6%. Sur la base de ces résultats, on peut dire que notre modèle est validé et donc peut être utilisé pour une analyse plus poussée.

Tableau 6.2. Paramètres d'entrée pour la comparaison avec Mathur et al [126].

Rayon du sol loin de l'EAH, r_∞ (m)	1,1
Diamètre du tube (m)	0,1
Masse volumique (kg m^{-3})	2050
Chaleur spécifique ($\text{J kg}^{-1}\text{K}^{-1}$)	1840
Conductivité thermique du sol ($\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$)	0,52
Température d'entrée d'air ($^\circ\text{C}$)	46,2
Température initiale du sol ($^\circ\text{C}$)	27
Section dans le tube (m)	10

Tableau 6.3. Résultats de la validation avec Mathur et al. [126]

Temps (h)	Température du sol (°C) à différentes distances radiales de la surface du tube					
	0,05 m			0,25 m		
	Mathur et al. [126]	Présentmo dèle	Erreur relative %	Mathur et al. [126]	Présentmo dèle	Erreur relative %
1	28,46	27,69	2,70	27	27,08	0,31
3	30,07	28,81	5,40	27	27,16	0,47
6	31,34	30,02	5,74	27	27,18	0,56
12	32,61	31,69	4,94	27,01	27,21	0,62

Rappelons l'équation 6.5:

$$\rho \pi r_1^2 C_{pa} v \frac{dT}{dx} = \frac{T_{sol} - T_a}{R_{th}} \quad (6.5)$$

Nous appliquons la condition initiale eq (6.13) à l'entrée de l'EAHE pour résoudre l'équation 6.5 :

$$T_a(x=0) = T_{ext} \quad (6.13)$$

Après l'intégration de l'équation 6.5 on aura :

$$T_a(x) = T_0 + (T_{ext} - T_0) e^{\frac{-x}{C_{pa} \rho_a \pi r_1^2 v_a R_{th}}} \quad (6.14)$$

Cette dernière équation donnant la température de l'air le long de l'échangeur.

2.2.3 Validation de la méthode de calcul

La méthode de calcul a été validée en utilisant les mêmes données géométriques et thermo-physiques avec le travail expérimental effectué par Moummi et al. [117] dans le site de l'université de Biskra. Les paramètres spécifiques utilisés dans la validation sont donnés dans le fableau 6.4. La figure 6.6 montre une comparaison entre la présente méthode et l'EAHE de [117]. Les températures de l'air calculées à l'intérieur des tubes par le modèle utilisé donnent une bonne concordance avec ceux de l'expérimental. Par conséquent, la méthode de calcul reflète le phénomène réel du transfert de chaleur avec un intervalle maximum d'erreur de l'ordre de 1°C, qui peut être invoqué pour concevoir les EAHEs.

Tableau 6.4. Paramètres expérimentaux de Moumami et al.[117].

Matériau du tube	PVC
Longueur des tubes (m)	60
Profondeur (m)	3
Diamètre interne (m)	0,11
Epaisseur du tube (m)	0,003
Température d'entrée (°C)	36,57
Température de sortie (°C)	24,00
Débit volumique (m ³ /h)	155,43
Conductivité thermique du sol (W/m K)[135]	2,5
Diffusivité thermique du sol (m ² /s)	1,95x10 ⁻⁶

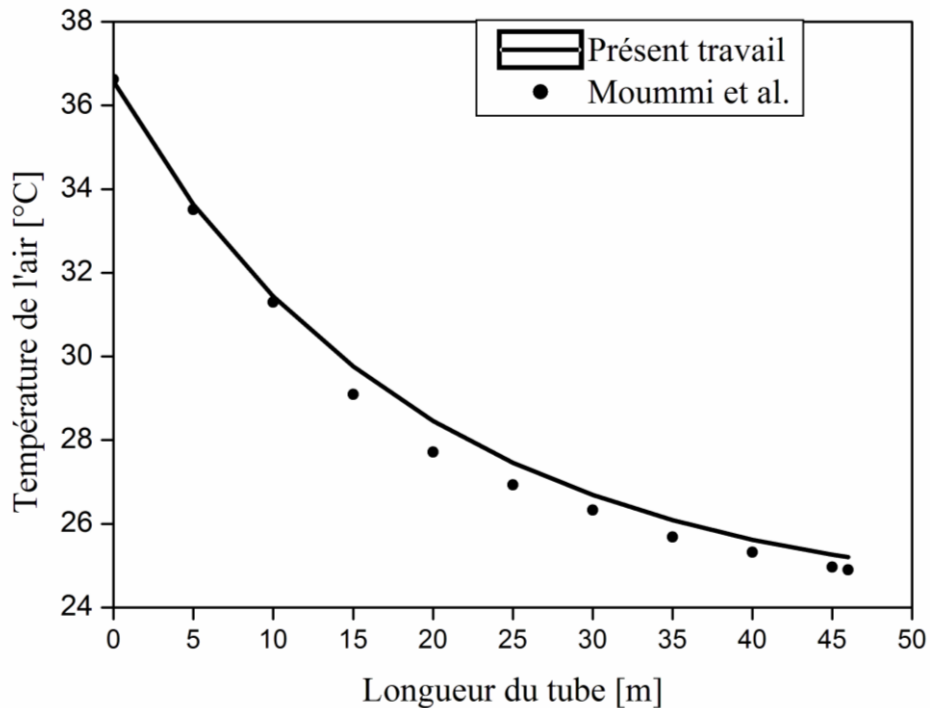


Figure 6.6. Comparaison entre la présente méthode calcul avec l'étude expérimentale de Moumami et al. [117].

3 Application de l'Aéro-refroidisseur géothermal

Pour tester l'applicabilité du GAC dans la région de Biskra, nous donnons dans cette section un exemple de dimensionnement d'un GAC couplé avec une tour de refroidissement sèche dont ces caractéristiques techniques sont disponibles dans la littérature (Tableau. 6.5) [94]. Le dimensionnement a été effectué en appliquant la température la plus élevée dans monde (57°C) [4].

La tour de refroidissement a été réalisée par Citherlet et al. [94] avec une batterie à ailettes de 2 m de longueur et de 1 m de largeur où la surface d'échange totale est de l'ordre de 270 m², le débit massique de la tour est de 4,11 kg/s.

Pour dimensionner l'EAHE, nous proposons l'utilisation de deux échangeurs géothermaux identiques superposés à 3 et 4,1 m de profondeur. La figure 6.7. présente les résultats de dimensionnement d'un seul échangeur géothermal en assurant une température de sortie d'air T_2 de l'ordre de 24°C (voir la figure 6.2). l'EAHE est un tube en serpentin de 150 m de longueur et 0,3 m de diamètre, enterré à 3 m de profondeur (profondeur optimale choisie par Moumami et al. pour la région de Biskra [117]). Tous les détails, données et résultats, des échangeurs géothermaux, tour de refroidissement sèche et le mélangeur d'air sont rassemblés dans le Tableau 6.5 ci-dessous. Nous pouvons voir clairement que le GAC capable de réduire la température du mélange d'air d'environ de 14°C en comparaison avec la température ambiante T_1 . La température d'entrée d'air, T_3 , à l'entrée de la tour de refroidissement est presque égale à 43°C , qui est généralement dans les limites de fonctionnement des systèmes frigorifiques conventionnels.

4 Conclusion

L'objectif de ce chapitre est double : (i) présentation d'un nouveau Aéro-refroidisseur géothermal GAC (Géothermal-Air-Cooler) et de tester son applicabilité dans la région de Biskra ; (ii) présentation d'un nouveau model développé pour calculer le rayon du sol nécessaire au dimensionnement de l'échangeur géothermal et estimer la distance entre les tubes.

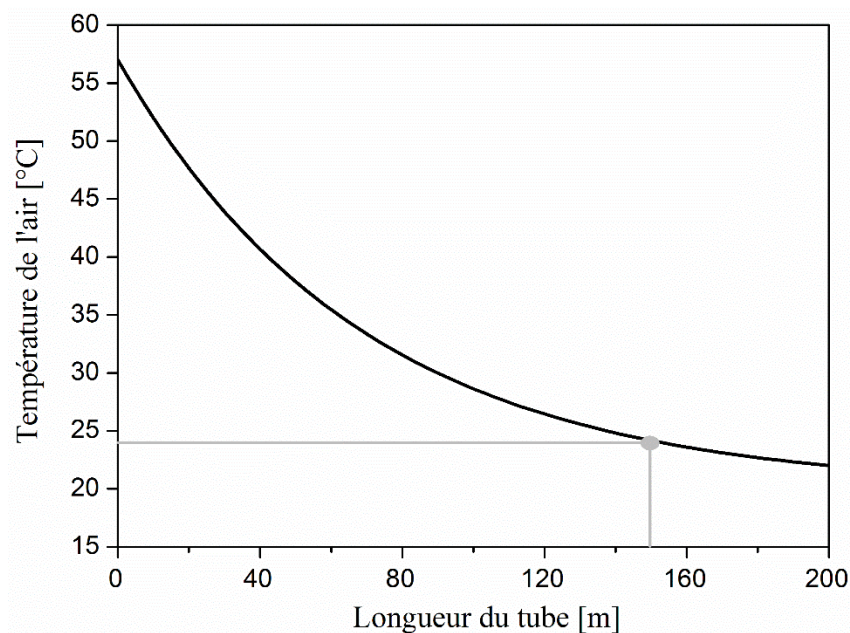


Figure 6.7. Résultats de dimensionnement l'EAHE

Chapitre 6. Couplage avec un échangeur air-sol

Tableau 6.5. Exemple d'application d'un Aéro-refroidisseur géothermale (GAC): détails des EAHEs, tour de refroidissement sèche et mélangeur d'air.

Spécifications		
EAHE	Nombre des EAHEs	2
	Matériau du tube	PVC
	Diamètre du tube (m)	0,3
	longueur du tube (m)	150
	Conductivité Thermique du tube (W/mK)	0,16
	Distance entre les EAHEs (m)	1,1
	Vitesse de l'air (m/s)	10
	Débit volumique de l'air pour chaque EAHE (m ³ /h)	2544
	Débit massique de l'air de chaque EAHE (Kg/s)	1,69
	Profondeurs (m)	3 et 4,1
	Conductivité Thermique du sol (W/mK)	2,5
	Température du sol à 3 m de profondeur (°C)	20
	Tour de refroidissement sèche [94]	longueur (m)
Largeur (m)		1
Surface d'échange totale (m ²)		270
Débit volumique de l'air (m ³ /h)		12900
Débit massique de l'air (Kg/s)		4,11
Mélangeur d'air	Température ambiante T ₁ (°C)	57
	Température de l'air géothermale T ₂ (°C)	24
	Température du mélange d'air T ₃ (°C)	43,4

Le nouveau Aéro-refroidisseur géothermal GAC présente une solution technique perfectionnée principalement pour résoudre le problème de dysfonctionnement des condenseurs, tour de refroidissement sèche ou d'autres échangeurs de chaleur de refroidissement à air pendant les périodes caniculaires. Cette solution innovante a été enregistrée comme un brevet d'invention dans le cadre de cette thèse [136].

La méthode de calcul pour le dimensionnement des éléments du GAC a été détaillée en proposant un nouveau modèle pour estimer la distance minimale entre les tubes de l'EAHE (deux articles soumis [137, 138]). Ainsi, la méthode de calcul et le nouveau modèle ont été validés en utilisant différentes données expérimentales et numériques de la littérature.

La région de Biskra est prise comme un cas d'étude en concevant un GAC couplé à une tour de refroidissement dont les détails sont obtenus de la littérature. Ce dimensionnement est assuré par l'application de température ambiante extrême. Nous avons conclu que le GAC

Chapitre 6. Couplage avec un échangeur air-sol

peut réduire la température du mélange d'air d'environ 14°C par rapport à la température ambiante. Le GAC proposé dans ce chapitre peut également augmenter les températures-limites de fonctionnement des systèmes de refroidissement conventionnels à 57°C.

CONCLUSION GENERALE

Cette thèse présente une contribution à l'étude du phénomène de transfert thermique dans les échangeurs de chaleur des machines frigorifiques à adsorption, en l'occurrence le condenseur à air et la tour de refroidissement. Le principal objectif de ce travail est d'adapter les machines frigorifiques à sorption, notamment à adsorption, aux régions chaudes. Cette adaptation est réalisée par la proposition de solutions techniques, basées notamment sur la géothermie peu profonde et le refroidissement par l'évaporation d'eau, pour surmonter le problème de dysfonctionnement des échangeurs cités durant les périodes caniculaires.

Dans la première partie, nous avons présenté dans le premier chapitre l'état de l'art des principales technologies de production de froid notamment par l'énergie solaire. Le principe de fonctionnement et les particularités de chaque technique sont résumés. Ainsi, une étude comparative entre les différents systèmes frigorifiques à sorption est également présentée. Il a été montré que les machines d'adsorption peuvent fonctionner à des températures de génération plus faible que celui requis par les systèmes d'absorption. Ces dernières nécessitent très peu de pièces mobiles ce qui réduit le besoin d'entretien.

Dans le deuxième chapitre, nous avons présenté une revue bibliographique des travaux expérimentaux réalisés dans la littérature dans le domaine de production de froid par le phénomène d'adsorption. A travers cette étude, il a été montré que le problème majeur de ce type de machine est son dysfonctionnement lorsque la température ambiante dépasse les limites de fonctionnement des échangeurs de refroidissement (le condenseur à air dans le cas d'un réfrigérateur et la tour de refroidissement dans le cas d'une installation de climatisation solaire à adsorption).

Dans la deuxième partie de cette thèse, nous avons présenté des solutions technologiques pour surmonter ce problème et adapter les machines frigorifiques à adsorption aux régions chaudes. Pour cela, quatre solutions sont exposées dans des chapitres séparés, à savoir : la convection forcée d'air, le refroidissement par pulvérisation d'eau et la géothermie peu profonde en utilisant des échangeurs air-sol et eau-sol.

La première solution, présentée dans le troisième chapitre, est testée sur un réfrigérateur solaire à adsorption avec un condenseur à air libre de type tube à ailettes. D'abord, la méthode de différence de température moyenne logarithmique, DTML, est utilisée pour estimer la surface d'échange totale du condenseur en convection libre. L'écoulement à

Conclusion Générale

L'intérieur des tubes est considéré comme un seul volume avec une région de deux phases et un seul coefficient d'échange global est pris en compte. Les résultats obtenus sont validés avec des travaux expérimentaux de la littérature. Une étude paramétrique a été présentée pour montrer l'influence de quelques paramètres (température ambiante, température de condensation...) sur la surface d'échange totale du condenseur. Il a été conclu que ces types d'échangeurs sont fortement influencés par la température ambiante ce qui influe négativement sur la qualité de transfert de chaleur dans l'échangeur. Ce problème est le plus grand obstacle qui pourrait empêcher l'utilisation d'air sec comme fluide de refroidissement dans les régions sahariennes où la température ambiante moyenne du jour dépasse les 30 °C en été. Pour surmonter ce problème, la solution proposée dans ce chapitre consiste à utiliser un ventilateur électrique, connecté à un panneau solaire photovoltaïque, fonctionnant durant les périodes chaudes. Ainsi, il a été établi que la convection forcée de l'air autour du condenseur améliore le fonctionnement du réfrigérateur. Dans ce cas, ce dernier fonctionne même à des températures ambiantes qui peuvent atteindre les 35°C.

La deuxième solution, présentée dans le quatrième chapitre, est testée sur une installation de climatisation par adsorption solaire. Nous avons examiné l'amélioration du fonctionnement de la tour de refroidissement de l'installation en la couplant avec un système de refroidissement par pulvérisation d'eau. Une tour de refroidissement sèche est d'abord dimensionnée par la méthode DTML. Les résultats, obtenus en utilisant la tour sèche, sont validés avec des résultats d'une tour de la littérature. Ces résultats ont montré que pour des températures ambiantes dépassant 33 °C, la surface d'échange de la tour doit augmenter énormément pour assurer le bon fonctionnement de l'installation. Cependant, le couplage de la tour sèche à un système d'humidification par pulvérisation d'eau fonctionnant uniquement lorsque la température ambiante dépasse 33 °C a augmenté les limites de fonctionnement du système jusqu'à 51 °C avec un débit d'eau pulvérisée maximum de 0,035 kg/s.

La troisième solution, présentée dans le cinquième chapitre, est testée sur une installation de climatisation par adsorption solaire. L'idée de cette solution est d'utiliser un échangeur géothermal eau/sol comme un système supplémentaire qui remplace temporairement la tour de refroidissement durant les périodes caniculaires. Après la modélisation et la validation de la méthode de calcul et de dimensionnement, nous avons dimensionné un échangeur typique pour la région de Biskra. Les résultats sont très encourageants et ont prouvé que la solution géothermale est efficace avec un coût réduit. Toutefois, il est nécessaire de compléter cette étude par une étude qui prend en compte la durée de fonctionnement de

Conclusion Générale

l'échangeur géothermal pour connaître son influence sur la performance thermique. Cette étude complémentaire va nous permet de définir combien d'échangeurs géothermiques, fonctionnant en intermittence, qui doivent être utilisés pour remplacer définitivement la tour de refroidissement.

La dernière solution, présentée dans le sixième chapitre, est testée simultanément sur une installation de climatisation et de réfrigération solaire à adsorption. Nous avons proposé et étudié dans ce chapitre une nouvelle solution qui a été nommée GAC (Géothermal Air Cooler). Succinctement, l'idée est de coupler une tour de refroidissement (ou un condenseur à air) avec un échangeur géothermal air-sol afin de réduire la température de l'air avant de traverser la batterie de la tour (ou du condenseur). Une méthode de calcul mathématique a été présentée pour dimensionner les différents composants du GAC. Un nouveau model a été utilisé pour calculer la résistance thermique du sol et estimer la distance entre les tubes. Les résultats des différentes étapes de calcul sont validés avec des données expérimentales de la littérature. Il a été conclu que le GAC est capable de réduire la température du mélange d'air avec une chute de 14°C. Le GAC proposé dans le cinquième chapitre peut augmenter les températures-limites de fonctionnement des systèmes frigorifiques jusqu'à 57°C.

Par ailleurs, ce travail représente la première thèse de doctorat soutenue à l'Université de Biskra dans le domaine de la production du froid solaire à adsorption. Ainsi, beaucoup de projets de fin d'études de Master [144-147] et de Licence [148-152] ont été suivis de près depuis le lancement de la thèse. Les travaux ainsi réalisés [144, 145, 148-152] découlent de la thématique de la thèse en touchant notamment au dimensionnement des échangeurs liés aux systèmes de production de froid solaire par adsorption. D'autre part, des travaux de thèses de doctorat sont déjà lancés comme perspective du présent travail en traitant séparément les solutions proposées. Nous citons ici la géothermie peu profonde, le refroidissement par évaporation de l'eau et également la réalisation expérimentale d'un réfrigérateur solaire à adsorption.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] M. R. Hidalgo, P. R. Aumente, M. I. Millán, A. L. Neumann and R. S. Mangual, Energy and carbon emission savings in Spanish housing air-conditioning using solar driven absorption system, *Applied Thermal Engineering*, vol. 28 14, pp. 1734-1744, 2008.
- [2] Systemair, Catalogue Air Conditionné, <http://www.systemair.com/PageFiles/86426/CATALOGUE%20AIR%20CONDITIONNE%202015%20.pdf>, Access Date: 05-08-2015.
- [3] S. Airwell, Catalogue Chauffage & Climatisation, <http://export.airwell.com/Portals/8/Press-Releases/2010/Catalogue-Airwell-Export-GB-2010.pdf>, Access Date: 05-08-2015.
- [4] K. I. El Fadli, R. S. Cerveny, C. C. Burt, P. Eden, D. Parker, M. Brunet, T. C. Peterson, G. Mordacchini, V. Pelino, P. Bessemoulin, J. L. Stella, F. Driouech, M. M. A. Wahab and M. B. Pace, World Meteorological Organization Assessment of the Purported World Record 58 °C Temperature Extreme at El Azizia, Libya (13 September 1922), *Bulletin of the American Meteorological Society, Bull. Amer. Meteor. Soc.*, vol. 94 2, pp. 199-204, 2012. doi: 10.1175/BAMS-D-12-00093.1
- [5] P. Bourdoukan, Etude numérique et expérimentale destinée à l'exploitation des techniques de rafraîchissement par dessiccation avec régénération par énergie solaire, Academic, Department, La Rochelle, 2008.
- [6] D. Kim and C. I. Ferreira, Solar refrigeration options—a state-of-the-art review, *International Journal of refrigeration*, vol. 31 1, pp. 3-15, 2008.
- [7] M. Martins, Nouveau procédé thermo-hydraulique appliqué au rafraîchissement solaire de l'habitat: analyse et optimisation thermodynamiques, Thèse de Doctorat Academic, Department, Université de Perpignan, 190, 2010.
- [8] J. P. Praene, Intégration et modélisation dynamique de composants d'un système de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment, Thèse de Doctorat, Academic, Department, 2007.
- [9] N. Rona, Solar air-conditioning systems: Focus on components and their working principles eBook-edition, Editor Building Services Engineering: Göteborg: Chalmers University of Technology, Sweden. p. 150, 2004.
- [10] M. Abdolzadeh and M. Ameri, Improving the effectiveness of a photovoltaic water pumping system by spraying water over the front of photovoltaic cells, *Renewable Energy*, vol. 34 1, pp. 91-96, 2009. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2008.03.024>
- [11] A. H. Fanney, B. P. Dougherty and M. W. Davis, Measured Performance of Building Integrated Photovoltaic Panels*, *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 123 3, pp. 187-193, 2001. 10.1115/1.1385824
- [12] J. Adnot, P. RIVIERE, D. MARCHIO, S. BECIRSPAHIC, C. LOPES, I. BLANCO, L. PEREZ-LOMBARD, J. ORTIZ, N. PAPAKONSTANTINO and P. DOUKAS, Energy efficiency and certification of central air conditioners (EECCAC), Rapport final, Centre d'Energétique, Ecole des Mines de, DGXVII-4.1031/P/00-009, 2003.
- [13] A. Labeled, A. Rouag, A. Benchabane, N. Moumami and M. Zerouali, Applicability of solar desiccant cooling systems in Algerian Sahara: Experimental investigation of flat plate collectors, *Journal of Applied Engineering Science & Technology*, vol. 1 2, pp. 61-69, 2015.

Références bibliographiques

- [14] A. e. C. Energie+, Faculté d'architecture, d'ingénierie architecturale, d'urbanisme (LOCI), Université catholique de Louvain (Belgique), réalisé avec le soutien de la Wallonie - DGO4. , <http://www.energieplus-lesite.be.>,
- [15] M. Olivier, Etude expérimentale, modélisation et optimisation d'un procédé de rafraîchissement solaire à absorption couplé au bâtiment, Thèse de Doctorat, Academic, Department, Université de la Réunion, 173, 2010.
- [16] J. Deng, R. Wang and G. Han, A review of thermally activated cooling technologies for combined cooling, heating and power systems, *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 37 2, pp. 172-203, 2011.
- [17] N. Chekir, K. Mejbri and A. Bellagi, Simulation of an absorption chiller operating with alkane mixtures, *International Journal of Refrigeration*, vol. 29 3, pp. 469-475, 2006.
- [18] A. Boubakri, M. Arsalane, B. Yous, L. Ali-Moussa, M. Pons, F. Meunier and J. Guillemint, Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir (Morocco)—2. Influences of meteorological parameters, *Renewable Energy*, vol. 2 1, pp. 15-21, 1992. [https://doi.org/10.1016/0960-1481\(92\)90055-8](https://doi.org/10.1016/0960-1481(92)90055-8)
- [19] A. Boubakri, M. Arsalane, B. Yous, L. Ali-Moussa, M. Pons, F. Meunier and J. Guillemint, Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir (Morocco)—1. Performance in actual site, *Renewable Energy*, vol. 2 1, pp. 7-13, 1992.
- [20] F. Buchter, P. Dind and M. Pons, An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso, *International Journal of refrigeration*, vol. 26 1, pp. 79-86, 2003. [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(02\)00018-X](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(02)00018-X)
- [21] C. Hildbrand, P. Dind, M. Pons and F. Buchter, A new solar powered adsorption refrigerator with high performance, *Solar Energy*, vol. 77 3, pp. 311-318, 2004. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2004.05.007>
- [22] F. Lemmini, J. Buret-Bahraoui, M. Pons and F. Meunier, Simulation des performances d'un réfrigérateur solaire à adsorption: 1. comparaison des performances pour deux types de charbon actif, *International Journal of refrigeration*, vol. 15 3, pp. 159-167, 1992. [http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007\(92\)90006-G](http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007(92)90006-G)
- [23] F. Lemmini, J. Buret-Bahraoui, M. Pons and F. Meunier, Simulation des performances d'un réfrigérateur solaire à adsorption: 2. Fonctionnement avec stockage de froid dans deux climats différents, *International Journal of refrigeration*, vol. 15 3, pp. 168-176, 1992.
- [24] W. Chekirou, étude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, Doctorat Academic, Department, 197, 2008.
- [25] C. A. Balaras, G. Grossman, H.-M. Henning, C. A. Infante Ferreira, E. Podesser, L. Wang and E. Wiemken, Solar air conditioning in Europe—an overview, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 11 2, pp. 299-314, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2005.02.003>
- [26] H.-M. Henning, Solar assisted air conditioning of buildings – an overview, *Applied Thermal Engineering*, vol. 27 10, pp. 1734-1749, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.07.021>
- [27] H. Demir, A. Top, D. Balköse and S. Ülkü, Dye adsorption behavior of *Luffa cylindrica* fibers, *Journal of Hazardous Materials*, vol. 153 1–2, pp. 389-394, 2008. <http://doi.org/10.1016/j.jhazmat.2007.08.070>
- [28] U. Jakob and A. SolarNext, Overview on small capacity systems, *Power [W]*, vol. 72 300, pp. 120, 2008.

Références bibliographiques

- [29] A. Boubakri, M. Arsalane, B. Yous, L. Ali-Moussa, M. Pons, F. Meunier and J. J. Guillemot, Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir (Morocco)- 1. Performance in actual site, *Renewable Energy*, vol. 2 1, pp. 7-13, 1992.
- [30] A. Boubakri, M. Arsalane, B. Yous, L. Ali-Moussa, M. Pons, F. Meunier and J. J. Guillemot, Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir (Morocco)- 2. Influences of meteorological parameters, *Renewable Energy*, vol. 2 1, pp. 15-21, 1992.
- [31] A. Boubakri, J. J. Guillemot and F. Meunier, Adsorptive solar powered ice maker: experiments and model, *Solar Energy*, vol. 69 3, pp. 249-263, 2000. [http://dx.doi.org/10.1016/S0038-092X\(00\)00063-3](http://dx.doi.org/10.1016/S0038-092X(00)00063-3)
- [32] A. Boubakri, A new conception of an adsorptive solar-powered ice maker, *Renewable Energy*, vol. 28 5, pp. 831-842, 2003. [http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481\(02\)00038-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481(02)00038-1)
- [33] N. Le Pierrès, Procédé solaire de production de froid basse température (-28° C) par sorption solide-gaz, Ph.D.thesis, Academic, Department, Université de Perpignan, France, 160, 2005.
- [34] F. Meunier, Sorption solar cooling, *Renewable Energy* vol. 5 1, pp. 422-429, 1994. [http://dx.doi.org/10.1016/0960-1481\(94\)90409-X](http://dx.doi.org/10.1016/0960-1481(94)90409-X)
- [35] A. Boubakri, Performance of an adsorptive solar ice maker operating with a single double function heat exchanger (evaporator/condenser), *Renewable Energy*, vol. 31 11, pp. 1799-1812, 2006. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2005.09.015>
- [36] F. Lemmini and A. Errougani, Building and experimentation of a solar powered adsorption refrigerator, *Renewable Energy*, vol. 30 13, pp. 1989-2003, 2005. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2005.03.003>
- [37] Y. Fan, L. Luo and B. Souyri, Review of solar sorption refrigeration technologies: Development and applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 11 8, pp. 1758-1775, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2006.01.007>
- [38] M. Li, R. Z. Wang, Y. X. Xu, J. Y. Wu and A. O. Dieng, Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker, *Renewable Energy*, vol. 27 2, pp. 211-221, 2002. [http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481\(01\)00188-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00188-4)
- [39] M. Li, C. J. Sun, R. Z. Wang and W. D. Cai, Development of no valve solar ice maker, *Applied Thermal Engineering*, vol. 24 5-6, pp. 865-872, 2004. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.10.002>
- [40] N. Medini, B. Marmottant, S. El Golli and P. Grenier, Etude d'une machine solaire autonome à fabriquer de la glace, *International Journal of Refrigeration*, vol. 14 6, pp. 363-367, 1991. [http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007\(91\)90034-E](http://dx.doi.org/10.1016/0140-7007(91)90034-E)
- [41] R. E. Critoph, An ammonia carbon solar refrigerator for vaccine cooling, *Renewable Energy Climate change Energy and the environment*, vol. 5 1, pp. 502-508, 1994. [http://dx.doi.org/10.1016/0960-1481\(94\)90424-3](http://dx.doi.org/10.1016/0960-1481(94)90424-3)
- [42] K. Sumathy and L. Zhongfu, Experiments with solar-powered adsorption ice-maker, *Renewable Energy*, vol. 16 1, pp. 704-707, 1999. [http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481\(98\)00256-0](http://dx.doi.org/10.1016/S0960-1481(98)00256-0)
- [43] N. M. Khattab, A novel solar-powered adsorption refrigeration module, *Applied Thermal Engineering*, vol. 24 17-18, pp. 2747-2760, 2004. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.04.001>

Références bibliographiques

- [44] 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.
- [45] S. Kreussler and D. Bolz, Experiments on solar adsorption refrigeration using zeolite and water, Presented at Proceedings of Eurosun 2000: ISES-Europe SolarCongress; Jun 19–22, 2000, Copenhagen, Denmark, pp. 2000.
- [46] D. O. SOLAREF, Réfrigérateur autonome à glace solaire, 100% solaire thermique, commerce coopératif, développement durable & énergies nouvelles, Available from: http://www.ideassonline.org/public/pdf/br_46_03.pdf. [accessed 27.11.13],
- [47] C. Hildbrand, O. Cherbuin and J. Mayor, La réfrigérateur solaire à adsorption, *Revue Générale du Froid*, vol. pp. 63-9, 2005.
- [48] A. Lianes, Un frigo solaire et solidaire., Available from: www.ddmagazine.com/945-frigo-solaire-Solaref-pour-pays-en-voie-de-developpement.html. [accessed 04.10.2016], 04.10.2016.
- [49] O. C. Iloeje, Quantitative comparisons of treated CaCl₂ absorbent for solar refrigeration, *Solar Energy*, vol. 37 4, pp. 253-260, 1986.
- [50] O. C. Iloeje, Parametric effects on the performance of a solar-powered solid absorption refrigerator, *Solar Energy*, vol. 40 3, pp. 191-195, 1988.
- [51] O. Iloeje, Determination of the thermophysical properties of Nskkanut: a solid absorbent for solar refrigeration, *Nigerian Journal of Technology*, vol. 13 1, pp. 26-40, 1989.
- [52] O. Iloeje, Thermophysical properties of Nsukkanut, *Nigerian J. Solar Energy*, vol. 8 pp. 319-35, 1989.
- [53] E. E. Anyanwu, U. U. Oteh and N. V. Ogueke, Simulation of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol adsorbent/refrigerant pair, *Energy Conversion and Management*, vol. 42 7, pp. 899-915, 2001. [http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904\(00\)00091-1](http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904(00)00091-1)
- [54] E. E. Anyanwu and C. I. Ezekwe, Design, construction and test run of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol, as adsorbent/adsorbate pair, *Energy Conversion and Management*, vol. 44 18, pp. 2879-2892, 2003. [http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904\(03\)00072-4](http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904(03)00072-4)
- [55] E. E. Anyanwu, Review of solid adsorption solar refrigeration II:: An overview of the principles and theory, *Energy Conversion and Management*, vol. 45 7-8, pp. 1279-1295, 2004. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2003.08.003>
- [56] E. E. Anyanwu, Review of solid adsorption solar refrigerator I: an overview of the refrigeration cycle, *Energy Conversion and Management*, vol. 44 2, pp. 301-312, 2003. [http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904\(02\)00038-9](http://dx.doi.org/10.1016/S0196-8904(02)00038-9)
- [57] O. C. Iloeje, Design construction and test run of a solar powered solid absorption refrigerator, *Solar Energy*, vol. 35 5, pp. 447-455, 1985.
- [58] E. E. Anyanwu and N. V. Ogueke, Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator, *Renewable Energy*, vol. 30 1, pp. 81-96, 2005. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2004.05.005>
- [59] E. E. Anyanwu and N. V. Ogueke, Transient analysis and performance prediction of a solid adsorption solar refrigerator, *Applied Thermal Engineering*, vol. 27 14-15, pp. 2514-2523, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.02.002>

Références bibliographiques

- [60] N. V. Ogueke and E. E. Anyanwu, Design improvements for a collector/generator/adsorber of a solid adsorption solar refrigerator, *Renewable Energy*, vol. 33 11, pp. 2428-2440, 2008. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2008.02.007>
- [61] G. J. V. N. Brites, J. J. Costa and V. A. F. Costa, Influence of the design parameters on the overall performance of a solar adsorption refrigerator, *Renewable Energy*, vol. 86 pp. 238-250, 2016. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2015.07.099>
- [62] F. Bouzeffour, B. Khelidj and M. Tahar abbes, Experimental investigation of a solar adsorption refrigeration system working with silicagel/water pair: A case study for Bou-Ismaïl solar data, *Solar Energy*, vol. 131 pp. 165-175, 2016. <http://dx.doi.org/10.1016/j.solener.2016.02.043>
- [63] H. Zhao, M. Zhang, L. Zhenyan, L. Yanling and M. Xiaodong, Mechanical and experimental study on freeze proof solar powered adsorption cooling tube using active carbon/methanol working pair, *Energy Conversion and Management*, vol. 49 8, pp. 2434-2438, 2008. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2007.10.030>
- [64] M. I. González and L. R. Rodríguez, Solar powered adsorption refrigerator with CPC collection system: Collector design and experimental test, *Energy Conversion and Management*, vol. 48 9, pp. 2587-2594, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2007.03.016>
- [65] X. Ji, M. Li, J. Fan, P. Zhang, B. Luo and L. Wang, Structure optimization and performance experiments of a solar-powered finned-tube adsorption refrigeration system, *Applied Energy*, vol. 113 pp. 1293-1300, 2014. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2013.08.088>
- [66] U. Jakob and W. Mittelbach, Development and investigation of a compact silica gel/water adsorption chiller integrated in solar cooling systems, Presented at VII Minsk international seminar "Heat pipes, heat pumps, refrigerators, power sources", Minsk, Belarus, pp. 8-11, 2008.
- [67] Y. L. Liu, R. Z. Wang and Z. Z. Xia, Experimental study on a continuous adsorption water chiller with novel design, *International Journal of Refrigeration*, vol. 28 2, pp. 218-230, 2005.
- [68] G. Z. Yang, Z. Z. Xia, R. Z. Wang, D. Keletigui, D. C. Wang, Z. H. Dong and X. Yang, Research on a compact adsorption room air conditioner, *Energy Conversion and Management*, vol. 47 15-16, pp. 2167-2177, 2006. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2005.12.005>
- [69] Z. Lu and R. Wang, Experimental performance investigation of small solar air-conditioning systems with different kinds of collectors and chillers, *Solar Energy*, vol. 110 pp. 7-14, 2014.
- [70] Z. S. Lu, R. Z. Wang, Z. Z. Xia, X. R. Lu, C. B. Yang, Y. C. Ma and G. B. Ma, Study of a novel solar adsorption cooling system and a solar absorption cooling system with new CPC collectors, *Renewable Energy*, vol. 50 pp. 299-306, 2013. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2012.07.001>
- [71] I.-C. [Asso], Climatologie de l'année 2014 à Biskra, available from: <http://www.infoclimat.fr/climatologie/annee/2014/biskra/valeurs/60525.html>, [accessed 25/05/2014].
- [72] A. Rouag, A. Benchabane, A. Labed and N. Boultif, Thermal design of air cooled condenser of a solar adsorption refrigerator, *Journal of Applied Engineering Science & Technology*, vol. 2 1, pp. 23-29, 2016.
- [73] A. Rouag, A. Benchabane, N. Boultif and A. Labed, Contribution to the design of the heat exchangers of a solar adsorption refrigerator: condenser sizing calculations, Presented at 13th International conference on clean energy ICCE, Istanbul, Turkey, pp. 2014.

Références bibliographiques

- [74] N. Cherrad, A. Benchabane, L. Sedira and A. Rouag, Effect of heating time of adsorber-collector on the performance of a solar adsorption refrigerator, *International Journal of Mechanical and Materials Engineering*, vol. 12 1, pp. 7, 2017. 10.1186/s40712-017-0077-3
- [75] J. Mayor and P. Dind, Construction et test d'un réfrigérateur solaire à adsorption transportable, vol. pp. 2003.
- [76] Z. Belkacemi, Modélisation et étude de la faisabilité d'un réfrigérateur solaire à adsorption, Mémoire de Magistère, Academic, Department, Faculté des Sciences de l'Ingénieur. Université de Batna, 92, 2007.
- [77] F. Lemmini and A. Errougani, Fabrication et experimentation d'un réfrigérateur solaire à charbon actif-méthanol dans le climat de rabat, Presented at Journées Internationales de Thermique, Tanger, Maroc, pp. 109-112, 2005.
- [78] F. Lemmini, A. Errougani and F. Bentayeb, experimentation of an adsorptive solar refrigerator in Rabat, Presented at FIER' 2002, Tétouan - Maroc, pp. 260-265, 2002.
- [79] A. Errougani, Fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif - méthanol dans le site de Rabat, thèse de Doctorat, Academic, Department, Université Mohammed V, 128, 2007.
- [80] F. Lemmini and A. Errougani, Experimentation of a solar adsorption refrigerator in Morocco, *Renewable Energy*, vol. 32 15, pp. 2629-2641, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2007.01.004>
- [81] K. Aoues, N. Moummi, M. Zellouf and A. Benchabane, Thermal performance improvement of solar air flat plate collector: a theoretical analysis and an experimental study in Biskra, *International Journal of Ambient Energy*, vol. 32 2, pp. 95-102, 2011. <http://dx.doi.org/10.1080/01430750.2011.584469>
- [82] E. A. D. Saunders, Heat exchangers, United States: New York, NY; John Wiley and Sons Inc.; None, 1988.
- [83] P. J. Rapin and P. Jacquard, Installations frigorifiques: Technologie, 6 ème; Pyc éd., 1992.
- [84] D. Q. Kern, Process Heat Transfer, New York: Mcgraw-Hill College, 1951.
- [85] M. K. Dobson and J. C. Chato, Condensation in Smooth Horizontal Tubes, *Journal of Heat Transfer*, vol. 120 1, pp. 193-213, 1998. 10.1115/1.2830043
- [86] F. P. Incropera and D. P. DeWitt, Fundamentals of heat and mass transfer, 2 nd edition; New York: John Wiley & Sons Incorporated, 1985.
- [87] C. Bougriou, Calcul et technologie des échangeurs de chaleur, cours de technologie et calcul des échangeurs de chaleur, *Institut de mécanique Université de BATNA*, vol. pp. 76-110 2000.
- [88] Z. Belkacemi, Modélisation et étude de la faisabilité d'un réfrigérateur solaire à adsorption, Magister Thesis, Academic, Department, Université de Batna, 92, 2007.
- [89] A. Rouag, A. Benchabane, N. Boulouf and A. Labeled, Sizing a copper condenser of a solar adsorption refrigerator., in Deuxième Journées d'Étude sur les Matériaux en Génie Mécanique, JEMGM-II Biskra, Algérie, 2014.
- [90] A. Rouag, A. Benchabane, N. Boulouf and H. Houhou, Dimensionnement d'un condenseur d'une machine frigorifique solaire à adsorption, in Journées d'Étude sur les Matériaux en Génie Mécanique, JEMGM: Biskra, Algérie, 2013.
- [91] A. Rouag, A. Benchabane, N. Boulouf and H. Houhou, Etude et dimensionnement du condenseur d'un réfrigérateur solaire à adsorption, in Conférence suivi d'un atelier, Journées

Références bibliographiques

- d'Étude sur le Génie Mécanique : Procédés de Mise en Forme et Energies Renouvelable, JEGM: Biskra, Algérie, 2013.
- [92] C.-C. Wang, K.-Y. Chi and C.-J. Chang, Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 43 15, pp. 2693-2700, 2000.
- [93] A. Rouag, A. Benchabane, A. Labed, K. Belhadj and N. Boulouf, Applicability of a Solar Adsorption Cooling Machine in Semiarid Regions: Proposal of Supplementary Cooler Using Earth-Water Heat Exchanger, *International journal of heat and technology*, vol. 34 2, pp. 281-286, 2016.
- [94] S. Citherlet, C. Hildbrand, J. Bony, A. Kleijer, M. Bunea and S. Eicher, Analyse des performances de la climatisation solaire par adsorption et potentiel pour la Suisse, Rapport final, Projet SOLCOOL HEIG-VD, Office fédérale de l'énergie OFEN, Rept. 152645, 25 Janvier 2011.
- [95] Z. Lu, R. Wang, Z. Xia, Q. Wu, Y. Sun and Z. Chen, An analysis of the performance of a novel solar silica gele-water adsorption air conditioning, *Applied Thermal Engineering*, vol. 31 17, pp. 3636-3642, 2011. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.11.024>
- [96] Z. S. Lu, R. Z. Wang, Z. Z. Xia, X. R. Lu, C. B. Yang, Y. C. Ma and G. B. Ma, Study of a novel solar adsorption cooling system and a solar absorption cooling system with new CPC collectors, *Renewable Energy*, vol. 50 0, pp. 299-306, 2013.
- [97] D. Q. Kern, Process Heat Transfer, New York: McGraw-Hill, 1951.
- [98] V. Gnielinski, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int Chem Engng*, vol. 16 2, pp. 359-368, 1976.
- [99] F. Aissaoui, A. H. Benmachiche, A. Brima, D. Bahloul and Y. Belloufi, Experimental and Theoretical Analysis on Thermal Performance of the Flat Plate Solar Air Collector, *INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND TECHNOLOGY*, vol. 34 2, pp. 213-220, 2016.
- [100] E. B. Wylie, Simulation of Vaporous and Gaseous Cavitation, *Journal of Fluids Engineering*, vol. 106 3, pp. 307-311, 1984.
- [101] J.-U.-R. Khan, B. A. Qureshi and S. M. Zubair, A comprehensive design and performance evaluation study of counter flow wet cooling towers, *International Journal of Refrigeration*, vol. 27 8, pp. 914-923, 2004. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.04.012>
- [102] B. A. Qureshi and S. M. Zubair, A complete model of wet cooling towers with fouling in fills, *Applied Thermal Engineering*, vol. 26 16, pp. 1982-1989, 2006. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2006.01.010>
- [103] A. H. Benmachiche, F. Tahrouf, F. Aissaoui, M. Aksas and C. Bougriou, Comparison of thermal and hydraulic performances of eccentric and concentric annular-fins of heat exchanger tubes, *Heat and Mass Transfer*, vol. pp. 1-11, 2017.
- [104] R. Al-Khoury, Computational modeling of shallow geothermal systems, NY, USA: Taylor and Francis Group, CRC Press, 2011.
- [105] J. Bergognoux, Des technologies compétitives au service du développement durable, Centre d'analyse stratégique, Août 2012 2012.
- [106] F. Claudon, Enceinte destinee a etre enfouie dans un sous-sol terrestre et a contenir un échangeur géothermique et dispositif d'échangeur géothermique comprenant une telle enceinte et un tel échangeur, PCT/EP2010/064079, 23 sept. 2010.France, 2011,
- [107] Y. d. Kerorguen, Energoscope: guide de toutes les énergies, connues et inconnues, Éd. Technip; Paris: Éd. Technip, 2009.

Références bibliographiques

- [108] S. Haehnlein, P. Bayer and P. Blum, International legal status of the use of shallow geothermal energy, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14 9, pp. 2611-2625, 2010. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2010.07.069>
- [109] S. Haehnlein, P. Bayer, G. Ferguson and P. Blum, Sustainability and policy for the thermal use of shallow geothermal energy, *Energy Policy*, vol. 59 pp. 914-925, 2013. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enpol.2013.04.040>
- [110] M. Guellouz and G. Arfaoui, Potentiel de la géothermie de surface pour le chauffage et la climatisation en Tunisie, *Revue des Energies Renouvelables CICME*, vol. 8 pp. 143-151, 2008.
- [111] H. Esen, M. Inalli and M. Esen, Numerical and experimental analysis of a horizontal ground-coupled heat pump system, *Building and Environment*, vol. 42 3, pp. 1126-1134, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.11.027>
- [112] H. Esen, M. Inalli, M. Esen and K. Pihtili, Energy and exergy analysis of a ground-coupled heat pump system with two horizontal ground heat exchangers, *Building and Environment*, vol. 42 10, pp. 3606-3615, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.10.014>
- [113] A. Hepbasli and M. Tolga Balta, A study on modeling and performance assessment of a heat pump system for utilizing low temperature geothermal resources in buildings, *Building and Environment*, vol. 42 10, pp. 3747-3756, 2007. <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2006.09.003>
- [114] J. Luo, J. Rohn, M. Bayer, A. Priess, L. Wilkmann and W. Xiang, Heating and cooling performance analysis of a ground source heat pump system in Southern Germany, *Geothermics*, vol. 53 0, pp. 57-66, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.geothermics.2014.04.004>
- [115] O. Ozgener and A. Hepbasli, Exergoeconomic analysis of a solar assisted ground-source heat pump greenhouse heating system, *Applied Thermal Engineering*, vol. 25 10, pp. 1459-1471, 2005. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2004.09.015>
- [116] W. Yang, L. Sun and Y. Chen, Experimental investigations of the performance of a solar-ground source heat pump system operated in heating modes, *Energy and Buildings*, vol. 89 0, pp. 97-111, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.12.027>
- [117] N. Moummi, H. Benfatah, N. Hatraf, A. Moummi and S. Youcef-Ali, Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra, *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 13 3, pp. 399 - 406, 2010.
- [118] D. Kumlutas, I. H. Tavman and M. T. çoban, Thermal conductivity of particle filled polyethylene composite materials, *Composites science and technology*, vol. 63 1, pp. 113-117, 2003.
- [119] A. Trombe and L. Serres, Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation, *Energy and Buildings*, vol. 21 2, pp. 155-162, 1994. 10.1016/0378-7788(94)90008-6
- [120] O. Ozgener, L. Ozgener and D. Y. Goswami, Experimental prediction of total thermal resistance of a closed loop EAHE for greenhouse cooling system, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38 6, pp. 711-716, 2011.
- [121] H. Fallahsohi, Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes frigorifiques contrôlés par une commande avancée, Doctorate thesis, Academic, Department, INSA de Lyon, 161, 2011.
- [122] F. Al-Ajmi, D. L. Loveday and V. I. Hanby, The cooling potential of earth-air heat exchangers for domestic buildings in a desert climate, *Building and Environment*, vol. 41 3, pp. 235-244, 2006. <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2005.01.027>

Références bibliographiques

- [123] S. Barakat, A. Ramzy, A. M. Hamed and S. H. El Emam, Enhancement of gas turbine power output using earth to air heat exchanger (EAHE) cooling system, *Energy Conversion and Management*, vol. 111 pp. 137-146, 2016. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.060>
- [124] A. Mathur, A. K. Surana, P. Verma, S. Mathur, G. D. Agrawal and J. Mathur, Investigation of soil thermal saturation and recovery under intermittent and continuous operation of EATHE, *Energy and Buildings*, vol. 109 pp. 291-303, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2015.10.010>
- [125] A. Mathur, A. Srivastava, J. Mathur, S. Mathur and G. D. Agrawal, Transient effect of soil thermal diffusivity on performance of EATHE system, *Energy Reports*, vol. 1 pp. 17-21, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egy.2014.11.004>
- [126] A. Mathur, A. Srivastava, G. D. Agrawal, S. Mathur and J. Mathur, CFD analysis of EATHE system under transient conditions for intermittent operation, *Energy and Buildings*, vol. 87 pp. 37-44, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.11.022>
- [127] M. Benhammou and B. Draoui, Parametric study on thermal performance of earth-to-air heat exchanger used for cooling of buildings, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 44 pp. 348-355, 2015. <http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2014.12.030>
- [128] X. Liu, Y. Xiao, K. Inthavong and J. Tu, A fast and simple numerical model for a deeply buried underground tunnel in heating and cooling applications, *Applied Thermal Engineering*, vol. 62 2, pp. 545-552, 2014. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.10.017>
- [129] V. Bansal, R. Misra, G. D. Agrawal and J. Mathur, Transient effect of soil thermal conductivity and duration of operation on performance of Earth Air Tunnel Heat Exchanger, *Applied Energy*, vol. 103 pp. 1-11, 2013. <http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.10.014>
- [130] N. Scott, Analysis and performance of an earth-air heat exchanger, Presented at Presented at the 1965 Winter meeting, Chicago, Illinois, pp. 1965.
- [131] D. Elmer and G. Schiller, A Preliminary Examination of the Dehumidification Potential of Earth to Air Heat Exchangers, Presented at Proceedings of the International passive cooling conference, Miami, Florida, pp. p.161–165., 1981.
- [132] B. Zoellick, Predicted and observed performance of a buried earth-air heat exchanger cooling system, Presented at Proc. Annu. Meet.-Am. Sect. Int. Sol. Energy Soc, United States, pp. p. 822–6., 1981.
- [133] I. E. Idelchik, Memento des pertes de charge-coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement, Editions Eyrolles; Saint-Germain, Paris: Eyrolles, 1969.
- [134] F. Zeng, C. Long and J. Guo, A NOVEL UNSTEADY MODEL OF PREDICTING THE PRODUCTIVITY OF MULTI-FRACTURED HORIZONTAL WELLS, *INTERNATIONAL JOURNAL OF HEAT AND TECHNOLOGY*, vol. 33 4, pp. 117-124, 2015. DOI: 10.18280/ijht.330415
- [135] Y. Belloufi, A. Brima, R. Atmani, N. Moumami and F. Aissaoui, THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF AIR REFRESH BY A GEOTHERMAL HEAT EXCHANGER AIR/GROUND, *LARHYSS Journal ISSN 1112-3680*, vol. 25, pp. 121-137, 2016.
- [136] A. Rouag, A. Benchabane, A. Labed and N. Boulouf, Use of shallow geothermal energy to improve the efficiency of air heat exchangers: Proposal of a Geothermal Air-Cooler (GAC), DZ Patent App. 9045, 04-12-2014. Algeria, 2014,

Références bibliographiques

- [137] A. Rouag, A. Benchabane and M. Charaf-Eddine, New Geothermal Air-Cooler: Application in the region of Biskra, Algeria, *article soumis au International Journal of Heat and Technology*, vol. xx pp. xx, 18/03/2017.
- [138] A. Rouag, A. Benchabane and C.-E. Mehdid, Thermal design of Earth-to-Air Heat Exchanger: A new transient semi-analytical model for determining soil temperature, *article soumis au Journal Of Cleaner Production* vol. xx pp. xx, 27/03/2017.
- [139] J. P. Pérez, Thermodynamique: fondements et applications : avec 200 exercices et problèmes résolus, 2^{ème} édition; Paris: Masson, 1997.
- [140] E. Rathakrishnan, Fundamentals of engineering thermodynamics, 2nd Edition; New Delhi-110001: PHI Learning Pvt. Ltd., 2005.
- [141] C. Bory, Echange de chaleur par convection, Paris: Bordas / Mouton, 1968.
- [142] M. Philippe, M. Bernier and D. Marchio, Validity ranges of three analytical solutions to heat transfer in the vicinity of single boreholes, *Geothermics*, vol. 38 4, pp. 407-413, 2009. 10.1016/j.geothermics.2009.07.002
- [143] B. Zoellick, Predicted and observed performance of a buried earth-air heat exchanger cooling system, Presented at Proc. Annu. Meet.-Am. Sect. Int. Sol. Energy Soc.:(United States), pp. p. 822–6, 1981.
- [144] E. Ammari, Echangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption: Dimensionnement d'un aérorefrigérant, Mémoire de Master Academic, Department, université de Biskra 93, 2013.
- [145] K. Blehadj, Etude d'un refroidisseur d'une installation de réfrigération solaire à adsorption, Mémoire de Master, Academic, Department, Université de Biskra p. 99, 2015.
- [146] M. A. Kheireddine, Etude des échangeurs de chaleur liés au système de refroidissement solaire à adsorption, Mémoire de Master Academic, Department, Université de Biskra, p. 87, 2015.
- [147] M. Semmache, Etude numérique d'un échangeur air-sol Mémoire de Master, Academic, Department, Université de Biskra, p. xx, 2017.
- [148] F. Adouane and M. S. Boubidi, Etude d'un refroidisseur d'une installation de réfrigération solaire à adsorption : cas d'un échangeur eau/sol, Mémoire de Licence Academic, Department, Université de Biskra p. 44, 2016.
- [149] F. Aziez and Y. Hassaine, Dimensionnement des échangeurs de chaleur d'un réfrigérateur solaire à adsorption: Cas d'un évaporateur, Mémoire de Licence Academic, Department, université de Biskra 56, 2016.
- [150] A. Kriker and A. D. Oubiche, Étude Des Échangeurs De Chaleur D'une Machine Frigorifique Solaire à Adsorption «Dimensionnement du Condenseur», Mémoire de Licence Academic, Department, Université de Biskra p. 54, 2014.
- [151] A. Bada, Etude de la réfrigération solaire par sorption en Afrique, Mémoire de Licence Academic, Department, Université de Biskra p. 71, 2015.
- [152] M. Semmache and S. Hamdane, Etude des technologies de conditionnement d'airsolaire, Mémoire de Licence Academic, Department, Université de Biskra p. 50, 2015.

ANNEXES

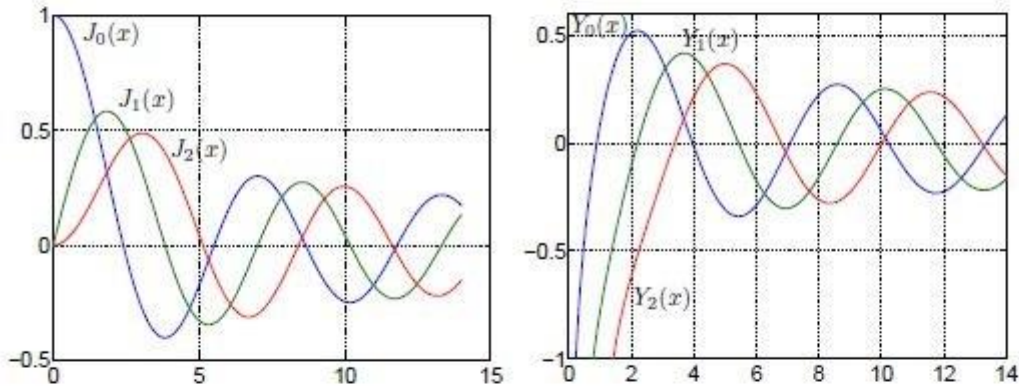
A Fonctions de Bessel

A.1 Equation de Bessel

C'est une EDO du second ordre :

$$x^2 \frac{d^2 y}{dx^2} + x \frac{dy}{dx} + (x^2 - n^2)y = 0$$

où n est généralement un entier mais pas forcément. Sa solution est engendrée par les deux fonctions $J_n(x)$ qui est finie en 0 (et y est nulle pour $n > 0$) et $Y_n(x)$ qui diverge en 0. Les premières fonctions J_n et Y_n sont représentées Fig. 2.



Fonctions de Bessel

Elles ont de nombreuses propriétés intéressantes. Tout d'abord, on voit que ces fonctions oscillent et se comportent visuellement comme du sinus amorti pour x grand. On montre en effet que pour $x \gg 1$:

$$J_n(x) \simeq \sqrt{\frac{2}{\pi x}} \cos\left(x - \frac{n\pi}{2} - \pi/4\right) \quad Y_n(x) \simeq \sqrt{\frac{2}{\pi x}} \sin\left(x - \frac{n\pi}{2} - \pi/4\right)$$

Ces approximations sont bien pratiques pour initialiser la recherche des zéros numériquement (par exemple avec MATLAB). On peut voir les fonctions de Bessel comme des analogues des fonctions trigonométriques en cylindriques.

Dans le tableau A.1 nous présentons les 10 premières racines de $J_n(Z) = 0$ pour $n=0, 1, 2, 3, 4, 5$

Tableau A.1. les 10 premières racines de $J_n(Z) = 0$, $n=0, 1, 2, 3$

	J_0	J_1	J_2	J_3	J_4	J_5
1	2.4048	3.8317	5.1356	6.3802	7.5883	8.7715
2	5.5201	7.0156	8.4172	9.7610	11.0647	12.3386
3	8.6537	10.1735	11.6198	13.0152	14.3725	15.7002
4	11.7915	13.3237	14.7960	16.2235	17.6160	18.9801
5	14.9309	16.4706	17.9598	19.4094	20.8269	22.2178
6	18.0711	19.6159	21.1170	22.5827	24.0190	25.4303
7	21.2116	22.7601	24.2701	25.7482	27.1991	28.6266
8	24.3525	25.9037	27.4206	28.9084	30.3710	31.8117
9	27.4935	29.0468	30.5692	32.0649	33.5371	34.9888
10	30.6346	32.1897	33.7165	35.2187	36.6990	38.1599

B Publications scientifiques



Applicability of a Solar Adsorption Cooling Machine in Semiarid Regions: Proposal of Supplementary Cooler Using Earth-Water Heat Exchanger

Amar Rouag^{1*}, Adel Benchabane¹, Adnane Labeled², Khaled Belhadj¹ and Nora Boultif¹

¹ Laboratoire de Génie Énergétique et Matériaux, LGEM, Université de Biskra, B.P.145 R.P.
07000 Biskra, Algeria

² Laboratoire de Génie Mécanique, Université de Biskra, B.P. 145 R.P. 07000 Biskra, Algeria

Email: rouagamar@yahoo.com

ABSTRACT

This paper interests to the applicability of the solar adsorption air refreshment systems in the semiarid region of Biskra (Algeria) and the water cooling system was investigated. We proposed the replacement of the dry cooling tower (DCT) used in the main system with a supplementary water cooling system based on shallow geothermal energy by using earth-water heat exchanger (EWHE). The supplementary EWHE operates just when the ambient temperature exceeds the operating limits of the DCT. Thus, we have modeled and sized the EWHE by FORTRAN programming code. After the code validation, we have designed the appropriate EWHE to the region keeping the same pressure drop and respecting all the functioning conditions of an experimental SACM found in the literature. Results are very significant and showed that the geothermal solution can effectively replace the DCT and presents an important reduced cost compared with other solutions.

Keywords: Solar adsorption chiller, Earth-water heat exchanger, Geothermal energy, Sizing, Dry cooling tower.

1. INTRODUCTION

Up to now air conditioning and domestic cooling systems in Algeria mainly operate in the traditional way, which needs an important expenditure of electrical energy. These technologies use CFCs for their operation, most of which deplete the ozone layer. The alternative systems must use safe refrigerants for the environment and have a high performance to reduce CO₂ emissions and therefore reduce the greenhouse effect.

The environmental problems have given a renewed interest to another system (field) called sorption chillers (adsorption and absorption). These alternatives machines become increasingly attractive because the fluids used, in these systems, are benign to the environment whatsoever ammonia, water or alcohols ... etc. This technology is particularly attractive for the countries which have a very important solar potential.

This work focus on the possibility of installing a solar adsorption machine in the region of Biskra in the Southeast of Algeria [1]. This type of installations includes a set of thermal systems such as: cooling machine (Chiller), the solar heating system and cooling system (cooling tower, air-cooler...).

The biggest problem objected to the system operating in the semiarid and Saharan regions is how to provide cold

water to cool the adsorbers, unlike hot water which we get it easily from solar water heaters. A lot of geometries are suggested to the coolers design in the literature [2-8].

Citherlet et al. [2] analyzed the performances of the solar adsorption chiller in Switzerland, they used a solar adsorption cooling machine (SORTECH ACS08) with a nominal cooling capacity of 8kW. This chiller uses the silica gel/water as working pair, with a finned tubes heat exchanger (dry cooling tower) DCT as a re cooler with 287 m² of heat transfer area to cool the cooling water. Results showed that in the case when the ambient air temperature exceeds 34°C, the DCT doesn't work well.

In the semiarid and Saharan zones, like Biskra (south-east of Algeria), the average ambient temperature can exceed 34°C in all the summer and can reach 35°C in July and August as shown in Fig. 1 [9]. Thus, the DCT efficiency decreases, which make it unable to cool the cooling water to the desired temperature. A hybrid cooling tower can improve the operating limits of the system. However, this makes it more complex, without forgetting the scarcity of water in these regions.

Due to the fact that ground temperature is always lower than air temperature in summer, the solar assisted ground-source cooling system increases system efficiency [10, 11] and makes it a very attractive technology especially in the Saharan regions.

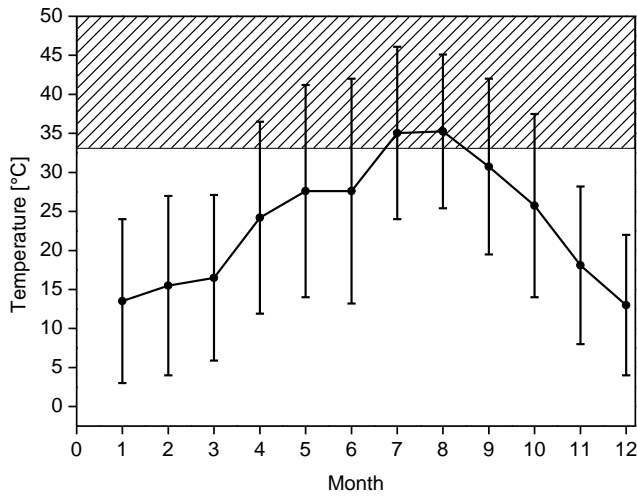


Figure 1. Evolution of the average monthly ambient temperature in the region of Biskra (2014) [9]

In an attempt to solve this problem; the present paper suggests the exploitation of the shallow geothermal energy by using an earth-water heat exchanger EWHE as a cooler to replace the DCT when the ambient temperature exceeds its operating limits. For that we have designed the appropriate EWHE to the region of Biskra to replace a DCT found in the literature.

2. SOLAR ADSORPTION COOLING MACHINE, SACM, DESCRIPTION

2.1. SACM with DCT

An adsorption cooling machine (chiller) consists of the condenser, evaporator and an adsorber (or two adsorbers) containing the adsorbent, which replace the compressor in the conventional vapor compression refrigeration system. The machine can be characterized by three temperatures:

- i) High temperature coming from the solar water heater corresponding to the driving heat provided to the system,
- ii) low temperature corresponding to that of the cold production,
- iii) middle temperature at which the quantity of the withdraw heat from the chilled water coming from the cooling tower and the driving heat must be discharged.

In the Saharan and semiarid regions characterized by high ambient temperatures, especially in summer, it is difficult to provide the cooling water to cool the system.

Citherlet et al [2] and Lu et al [5] used a dry cooling tower DCT which uses the ambient air as a cooling fluid (Fig 2.), Table. 1 shows the main characteristics of the cooling tower used by Citherlet et al.

Table 1. Characteristics of the cooling tower used by [2]

Fluid	Ethylene glycol 34 Vol. %
Tube material	Copper
Pipes Internal diameter (m)	0.016
Tubes thickness (m)	0.002
Heat transfer area (m ²)	270.6
Fan capacity (kW)	0.4
Number of fans	2

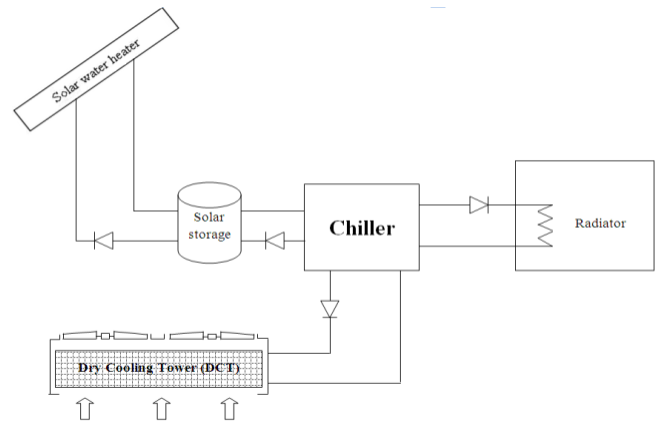


Figure 2. Schematic presentation of solar adsorption chiller operates with dry air cooling tower DCT

However, the operating limits of this solution don't exceed 33-35°C [2], which forces the use of sprays to improve the yield. These sprays consume a lot of water, which is rare in these regions, in addition to the need to provide pumps to ensure the flow of spray water.

2.2. SACM with EWHE

In this paper we propose the use of shallow geothermal energy to cool the cooling water by using an earth-water heat exchanger (EWHE) buried at a depth of 3m (This depth has been previously determined by a study based on local data of the region) [12, 13] under the ground surface Fig. 3.

The EWHE replaces the DCT in the case when the ambient air temperature exceeds operating limits of the DCT (see Fig. 2). Table 2 shows the main characteristics of this heat exchanger.

Table 2. Characteristics of the proposed EWHE

Fluid	Ethylene glycol 34 Vol. %
Pipe nature	HDPE
Pipe thermal conductivity	0.46 W/(mK) [14]
Pipe buried depth	3 m

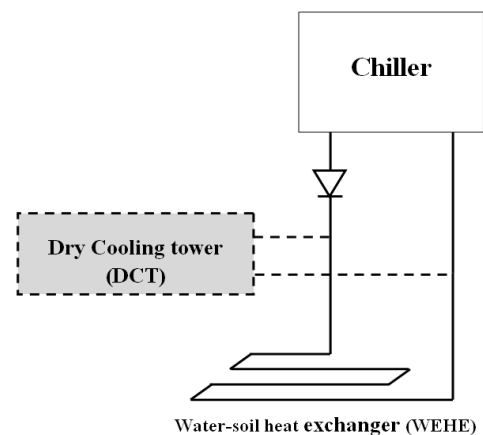


Figure 3. Scheme of solar adsorption chiller operates with water-soil heat exchanger EWHE as supplementary cooler

3. SIZING METHOD AND VALIDATION MODEL

3.1 Sizing calculation method

The following assumptions were made in modeling the system: (i) The maximum duration of continuous operation of the EWHE doesn't exceed few hours just during the peak temperatures (ii) analysis is based on steady state conditions, (iii) the soil around the heat exchanger is homogenous, (iv) soil conductivity is constant, (v) water flow is uniform along the length of the buried pipes (vi) Thermo-physical properties of water are calculated using correlation from literature, and finally (vi) we assumed that the soil properties are isotropic and there is perfect contact between the soil and the pipe.

The calculation model is based on the resolution of the heat equation (Fig. 4):

$$mCp(T(x) - T(x+dx)) = \frac{(T(x) - T_s)}{R_{th}} dx \quad (1)$$

where R_{th} is the overall thermal resistance between pipe water and surrounding soil of the water soil heat exchanger can be expressed by the relation(2) [15]:

$$R_{th} = R_w + R_t + R_s \quad (2)$$

The thermal resistance R_w due to convective heat transfer between water in the pipe and the inner surface of the pipe calculated as:

$$R_w = \frac{1}{h_i P_i} \quad (3)$$

where

$$h_i = Nu \lambda_w / di \quad (4)$$

The Nusselt number for water flow inside a pipe given by Eq. (5) [16] is a function of Reynolds number Re , and Prandlt number for, $2300 < Re < 10^5$ and $1.5 < Pr < 500$

$$Nu = 0.012(Re^{0.87} - 280)Pr^{0.4} \left[1 + \left(\frac{di}{L} \right)^{0.66} \right] \quad (5)$$

The thermal resistance of the tube R_t :

$$R_t = \frac{\ln(r_e / r_i)}{2\pi\lambda_t L} \quad (6)$$

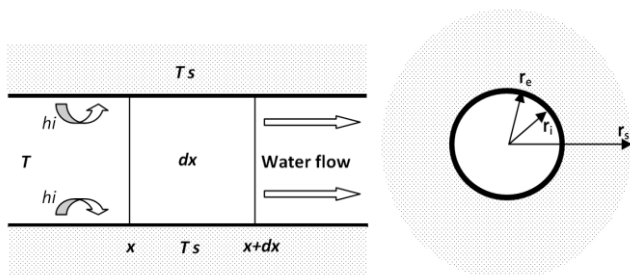


Figure 4. Thermal balance of a pipe elementary segment

The thermal resistance R_s of the soil annulus is given by the Eq. (7)

$$R_s = \frac{\ln(r_s / r_e)}{2\pi\lambda_s L} \quad (7)$$

Several works in the literature have considered the appropriate thickness of the soil annulus. As a conclusion to all of these researches, the soil thickness is varying with the duration of operation of the heat exchanger. In this paper, the duration of operation of the WEHE doesn't exceed few hours. For that, the thickness of the soil annulus was taken as being equal to the radius of the pipe ($r_s = 2r_i$). [17-19]

After dividing the Eq.(1) on dx this equation can be written as following :

$$-mCp \frac{dT}{dx} = \frac{(T(x) - T_s)}{R_{th}} \quad (8)$$

Then

$$T(x) = A \exp\left(\frac{-x}{mCpR_{th}}\right) + B \quad (9)$$

We can determine the constants A, B if we take into account boundary conditions:

$$- \text{For } x \rightarrow \infty, T(x) = T_s \implies B = T_s;$$

$$- \text{For } x = 0, T(x) = T_0 \implies A = T_0 - T_s$$

$$T(x) = (T_0 - T_s) \exp\left(\frac{-x}{mCpR_{th}}\right) + T_s \quad (10)$$

Also we can write the eq. (10) as:

$$T(x) = (T_0 - T_s) \exp\left(\frac{-x}{\rho C_p S v R_{th}}\right) + T_s \quad (11)$$

Pressure drop in the heat exchanger is equal to the sum of the linear, singular and pressure losses between the inlet and outlet of the exchanger [20].

$$\Delta P_t = \Delta P_{lin} + \Delta P_{sin} + \Delta P_{io} \quad (12)$$

Where the linear pressure losses are calculated as [21]:

$$\Delta P_{lin} = \Lambda \rho_w L \frac{v_w^2}{2d} \quad (13)$$

The calculation of the loss ratio of load Λ depends on the nature of the flow, laminar or turbulent [20].

For $2100 < Re < 10^5$, the BLASUIS formula is used

$$\Lambda = 0.3164 Re^{-0.25} \quad (14)$$

The singular pressure loss is defined by

$$\Delta P_{\text{sin}} = \xi \rho_w \frac{v_w^2}{2} \quad (15)$$

Pressure losses due to the inlet and outlet of the heat exchanger are calculated as following [20]:

$$\Delta P_{\text{io}} = \frac{3}{4} \rho_w v_w^2 \quad (16)$$

3.2. Model validation

In this paper we have validated the calculation code with the experimental data obtained by Moumami et al. [12], in the University of Biskra. The authors used an earth-air heat exchanger, using the same (geometric and climatic) data. The specific parameters and characteristics of the heat exchanger tested by Moumami et al. [12] are given in Table 2.

In order to validate the calculation method, we have provided a simple comparison between the results from this study and the literature in Fig. 5. The comparison results show that a good agreement had been found between the air temperatures calculated in this study with the ones reported in the literature. The code reflects the real phenomenon with a maximum field error of (1°C), which can be relied upon to design the water-earth heat exchanger (WEHE).

4. APPLICABILITY OF THE EWHE IN BISKRA

To be able to compensate the cooling tower by the earth-water heat exchanger (EWHE); the pressure drop in both systems must be the same, for that, we sized the EWHE with a maximum total pressure drop equal to 0.3 bar as the Citherlet's et al. [2] machine. The sizing was made by using the same input/output parameters (see Table. 3).

It must be mentioned that in EWHE we can't use copper as a tube material due to the corrosion, for that, we used the High Density Polyethylene (HDPE) pipes with a thermal conductivity of $\lambda=0.46$ W/(mK) where the soil temperature $T_s=26^\circ\text{C}$ in August [13].

Figure 6 shows the influence of the pipe diameter on the total pressure drop for different pipes diameters. Results indicate that the minimum diameter which we can be used is 0.033m whatever the pipe length.

In addition, EWHE must be able to decrease the water temperature to the desired value (34°C), Fig. 7 illustrates the influence of the pipe diameter on the water outlet temperature for different lengths.

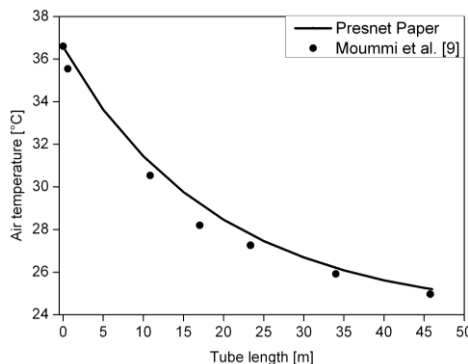


Figure 5. Comparison with N. Moumami et al. [12]

Table 2. Moumami et al. [12] heat exchanger parameters

Pipe materiel	PVC
Length of pipe (m)	60
Piping depth (m)	3
Internal diameter (m)	0.11
Pipe thickness (m)	0.003
Inlet temperature (°C)	36.572
Outlet temperature (°C)	24
volumetric flow rate (m³/h)	155.43

Table 3. Input/output Parameters of Citherlet et al. [2] DCT

Fluid	Ethylene glycol 34 Vol. %
Inlet temperature (°C)	41
Outlet temperature (°C)	34
Mass flow rate (Kg/s)	0.9308

From the graphic results of Fig. 7, it can be concluded that when the outlet water temperature reaches the value of 34 °C, the minimum pipes length possible is 100m.

According to the results obtained from Figs 6 and 7, we can draw an applicability zone in the Fig. 7 which defines the geometrical characteristics (length and diameter) of the optimal (appropriate) EWHE in Biskra respecting all the condition of the experimental device of [2].

Table 4. summarizes the main characteristics of the sized EWHE and the DCT of Citherlet et al. [2]. We can conclude that the EWHE can be the best alternative during the peak ambient temperatures in the region of Biskra and at much lower cost, especially that the DCT of the solar adsorption chiller doesn't work at ambient temperatures higher than 34 °C [2] due of its dependence on the ambient air for the cooling.

Table 4. Characteristics of DCT and the studied EWHE

	DCT [2]	EWHE
Heat transfer area [m²]	270.6	10.37
Pipes length [m]	600	100
Tube diameter[m]	0.016	0.033
Pressure drop [bar]	0.3	0.3

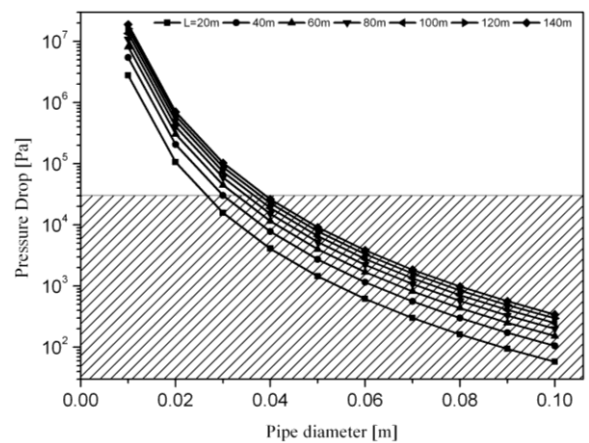


Figure 6. Influence of the pipe diameter on the total pressure drop for different pipe length

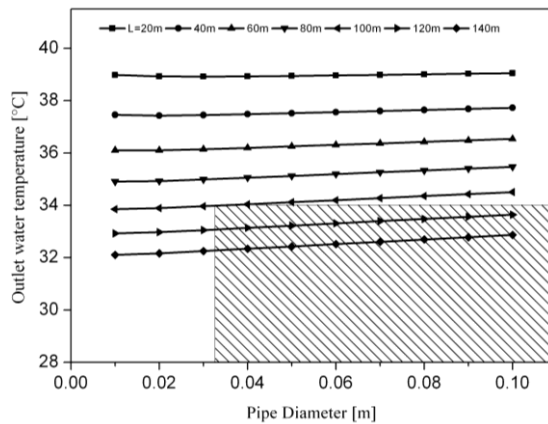


Figure 7. Influence of the pipe diameter on the water outlet temperature for different pipes length

5. CONCLUSION

In this work, we are interested in the applicability of the solar adsorption air refreshment system in the region of Biskra and the water cooling system was investigated. Previous work in the literature used a finned tubes heat exchanger (dry cooling tower DCT) in the SACM and showed that when the ambient air temperature exceeds 34 °C, the heat transfer area needed of the heat exchangers increases enormously.

In this paper we have proposed a supplementary water cooling system to the chiller based on shallow geothermal energy by using an earth-water heat exchanger (EWHE). The proposed EWHE operates just during the peak ambient temperatures to avoid the dysfunctioning of the DCT. Through the modeling work of the EWHE, we have designed WEHE in Biskra. Results are very encouraging and show that the geothermal solution is effective; with a very low cost.

Continuous use of the EWHE causes the saturation of the soil because of the low thermal diffusivity of this last, where the soil temperature in the immediate vicinity of the heat exchanger increases which causes the decrease of its efficiency. For that, another study to know the influence of the EWHE on the soil and the influence of soil on the EWHE as a function of time is required to ensure continuous water cooling. This study will allow us to define how many exchanger must be used, distance between the tubes and also between the geothermal heat exchangers in the case of the abolition of the use of the DCT completely.

ACKNOWLEDGMENT

This study was supported by Algerian Ministry of Higher Education and Scientific Research as a part of project CNEPRU (J0301420110028)

REFERENCES

[1] A. Labed, N. Moumami, A. Benchabane and M. Zellouf, "Experimental analysis of heat transfer in the flow channel duct of solar air heaters (SAHs)," *International Journal Of Heat And Technology*, vol.

33 no. 3, pp. 97-102, 2015. DOI: [10.18280/ijht.330314](https://doi.org/10.18280/ijht.330314).

[2] S. Citherlet, C. Hildbrand, J. Bony, A. Kleijer, M. Bunea and S. Eicher, "Analyse des performances de la climatisation solaire par adsorption et potentiel pour la Suisse," Rapport final, Projet SOLCOOL HEIG-VD, Office fédérale de l'énergie OFEN, Rept. 152645, 25 Janvier 2011.

[3] Y. L. Liu, R. Z. Wang and Z. Z. Xia, "Experimental study on a continuous adsorption water chiller with novel design," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28 no. 2, pp. 218-230, 2005. DOI: [10.1016/j.ijrefrig.2004.09.004](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2004.09.004).

[4] Z. Lu, R. Wang, Z. Xia, Q. Wu, Y. Sun and Z. Chen, "An analysis of the performance of a novel solar silica gele-water adsorption air conditioning," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31 no. 17, pp. 3636-3642, 2011. DOI: [10.1016/j.applthermaleng.2010.11.024](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.11.024).

[5] Z. S. Lu, R. Z. Wang, Z. Z. Xia, X. R. Lu, C. B. Yang, Y. C. Ma and G. B. Ma, "Study of a novel solar adsorption cooling system and a solar absorption cooling system with new CPC collectors," *Renewable Energy*, vol. 50 pp. 299-306, 2013. DOI: [10.1016/j.renene.2012.07.001](https://doi.org/10.1016/j.renene.2012.07.001).

[6] U. Jakob and W. Mittelbach, "Development and investigation of a compact silica gel/water adsorption chiller integrated in solar cooling systems," Presented at *VII Minsk International Seminar: Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources, Minks*, Belarus, pp. 8-11, 2008.

[7] A. Rouag, A. Benchabane, A. Labed and N. Boultif, "Use of shallow geothermal energy to improve the efficiency of air heat exchangers: Proposal of a Geothermal Air-Cooler (GAC)," DZ Patent App. 140719, 04-12-2014, Algeria, 2014.

[8] H. Ounis, A. Benchabane and A. Rouag, "Accessory of humidified grid to improve the efficiency of air heat exchangers: Proposal of a mechanism for the air-coolers and condensers," DZ Patent App. 160057, 01/02/2016, Algeria, 2016.

[9] INFO-CLIMAT, Climatologie de l'année 2014 à Biskra, available from: <http://www.infoclimat.fr/climatologie/annee/2014/biskra/valeurs/60525.html>, [acceded 25/05/2014].

[10] A. Macía, L. A. Bujedo, T. Magraner and C. S. R. Chamorro, "Influence parameters on the performance of an experimental solar-assisted ground-coupled absorption heat pump in cooling operation," *Energy and Buildings*, vol. 66 pp. 282-288, 2013. DOI: [10.1016/j.enbuild.2013.07.012](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2013.07.012).

[11] W. Yang, L. Sun and Y. Chen, "Experimental investigations of the performance of a solar-ground source heat pump system operated in heating modes," *Energy and Buildings*, vol. 89 pp. 97-111, 2015. DOI: [10.1016/j.enbuild.2014.12.027](https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2014.12.027).

[12] N. Moumami, H. Benfatah, N. Hatraf, A. Moumami and S. Youcef-Ali, "Le rafraîchissement par la géothermie: étude théorique et expérimentale dans le site de Biskra," *Revue des Energies Renouvelables*, vol. 13 no. 3, pp. 399 - 406, 2010.

[13] Y. Belloufi, A. Brima, R. Atmani, N. Moumami and F. Aissaoui, "Theoretical and experimental study of air refresh by a geothermal heat exchanger air/ground," *LARHYSS Journal*, vol. 25 pp. 121-137, 2016. DOI:

- [14] D. Kumlutas, I. H. Tavman and M. T. çoban, "Thermal conductivity of particle filled polyethylene composite materials," *Composites Science and Technology*, vol. 63 no. 1, pp. 113-117, 2003. DOI: [10.1016/S0266-3538\(02\)00194-X](https://doi.org/10.1016/S0266-3538(02)00194-X).
- [15] O. Ozgener, L. Ozgener and D. Y. Goswami, "Experimental prediction of total thermal resistance of a closed loop EAHE for greenhouse cooling system," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 38 no. 6, pp. 711-716, 2011. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.03.009](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2011.03.009).
- [16] H. Fallahsohi, "Modélisation dynamique des échangeurs diphasiques, appliquée aux groupes frigorifiques contrôlés par une commande avancée," Doctorate thesis, Laboratoire d'Energétique de l'ECAM de LYON, INSA de Lyon, 161, 2011.
- [17] B. Zoellick, "Predicted and observed performance of a buried earth-air heat exchanger cooling system," Presented at Proc. *Annu. Meet.-Am. Sect. Int. Sol. Energy Soc*, United States, pp. p. 822-6., 1981.
- [18] N. Scott, "Analysis and performance of an earth-air heat exchanger," Presented at *the 1965 Winter meeting*, Chicago, Illinois, pp. 1965.
- [19] D. Elmer and G. Schiller, "A preliminary examination of the dehumidification potential of earth to air heat exchangers," Presented at *Proceedings of the International Passive Cooling Conference*, Miami, Florida, pp. p.161-165., 1981.
- [20] I. E. Idelchik, "Memento des pertes de charge-coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement," Editions Eyrolles; Saint-Germain, Paris: Eyrolles, 1969.
- [21] F. Zeng, C. Long and J. Guo, "A novel unsteady model of predicting the productivity of multi-fractured horizontal wells," *International Journal of Heat And Technology*, vol. 33 no. 4, pp. 117-124, 2015. DOI: [10.18280/ijht.330415](https://doi.org/10.18280/ijht.330415).

NOMENCLATURE

C_p	Specific heat, $W/(kg K)$
d	Diameter, m
v	velocity, m/s
L	Tube length/ latent heat, m

\dot{m}	mass flow rate, Kg/s
h	Convective heat transfer Coefficient, $W/(m^2 K)$
S	Surface, m^2
T	Temperature, $^{\circ}C$
R	Resistance, $m^2 K/W$
r	Radius, m
P_i	Perimeter, m
P	Pressure, Pa
Nu	Nusselt number, -
Re	Renolds number, -
Pr	Prandlt number, -

Greeks symbols

λ	Thermal conductivity $W/(mK)$
ρ	Density, kg/m^3
ξ	Singular loss ratio of load, -
Λ	Linear loss ratio of load, -

Subscripts

o	Outlet
th	Thermal
e	External
i	Internal
t	Tube
lin	Linear
sin	Singular
io	Inlet and outlet of the heat exchanger
m	Mean
w	Water
s	Soil
t	Total
Δ	Difference
in	inlet

Abbreviations

DCT	Dry Cooling Tower
$EWHE$	Earth-water heat exchanger
$SACM$	Solar Adsorption Cooling Machine

in pi

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
المعهد الوطني للملكية الصناعية
INSTITUT NATIONAL ALGERIEN DE LA PROPRIETE INDUSTRIELLE

(19) DZ

براءة اختراع

BREVET D'INVENTION

(22) Date de dépôt: 04.12.2014 (11) N° du brevet : 9045

(21) N° Dépôt: 140719

(54) Titre de l'invention:

UTILISATION DE LA GÉOTHERMIE TRÈS BASSE ENERGIE POUR
L'AMÉLIORATION DE L'EFFICACITE DES ÉCHANGEURS DE CHALEUR À AIR :
PROPOSITION D'UN AÉRO-REFROIDISSEUR GÉOTHERMAL

(71) Déposant :
LABORATOIRE DE GENIE ENERGETIQUE ET MATERIAUX , LGEM
UNIVERSITE DE BISKRA , B.P.145,R.P.07000 ,BISKRA ,ALGERIE

(72) Inventeur :
ROUAG Amar-BENCHABANE Adel-LABED Adnane-BOULTIF Nora

(73) Titulaire :
LABORATOIRE DE GENIE ENERGETIQUE ET MATERIAUX , LGEM
UNIVERSITE DE BISKRA , B.P.145,R.P.07000 ,BISKRA ,ALGERIE

(74) Mandataire :

(30) Données relatives à la priorité:

Patent [En]

A. Rouag, A. Benchabane, A. Labed, N. Boultif (2014) Use of shallow geothermal energy to improve the efficiency of air heat exchangers: Proposal of a Geothermal Air-Cooler (GAC). DZ Patent 9045, INAPI. Algeria. 04-12-2014

Brevet [Fr]

A. Rouag, A. Benchabane, A. Labed, N. Boultif (2014) Utilisation de la géothermie très basse énergie pour l'amélioration de l'efficacité des échangeurs de chaleur à air : Proposition d'un aéro-refroidisseur géothermal. DZ Patent 9045, INAPI. Algeria. 04-12-2014.

Patent [Ar]

عادل بن شعبان، عدنان العابد، نورة بولطيف (2014) الجيوحرارية
الحرارية الهوائية: هواني جيوحراري. المعهد 9045 للملكية الصناعية. لتحسين
4 ديسمبر 2014.

[En] Short description

This study came as a technological solution (easy to realize) of malfunction of refrigeration systems when the ambient temperature passes the operating limits of these systems. These critical climatic conditions are obtained especially during scorching temperatures of summer. The principle of this solution is to couple a heat exchanger of type finned tubes heat exchanger (condensers and dry cooling towers) with a shallow geothermal source (earth-air heat exchanger EAHE). The coupling of these two latter systems presents a Geothermal Air-Cooler GAC. The geothermal air-cooler GAC allows mixing ambient hot air with fresh geothermal air by using an air diffuser; and diffusing the air mixture over the whole of the front surface of the finned tubes heat exchanger. Results show that the GAC can improve the operating limits of the conventional air conditioning systems to 57°C. In the case of a large heat transfer area of the finned tubes, several EAHEs can be used. Even during off-scorching temperatures, the use of the air distribution valve allows to exploit the EAHE to refresh (in summer) or heat (in winter), buildings.

[Fr] Abrégé descriptif

L'invention est arrivée comme solution technologique (facile à réaliser) de dysfonctionnement des installations frigorifiques lorsque la température ambiante passe les limites de fonctionnement de ces systèmes. Ces conditions climatiques critiques sont obtenues notamment pendant les périodes caniculaires de l'été. Le principe de cette invention est de coupler un échangeur à air de type batterie à ailettes (condenseurs ou tours de refroidissement sec) (3) à une source géothermale très basse énergie (échangeur air-sol) (6). Le couplage de ces deux derniers systèmes présente un aéro-refroidisseur géothermal conformément à la présente invention. L'aéro-refroidisseur géothermal permet de mélanger l'air ambiant chaud (11) avec l'air géothermal frais en utilisant un diffuseur d'air (10); puis de diffuser le mélange d'air sur toute la surface frontale de la batterie. Même en période hors-canicule, l'utilisation de la vanne de distribution d'air (16) permet d'exploiter l'échangeur géothermique air-sol pour rafraîchir (en été), ou chauffer (en hiver), des locaux.

[Ar] _____ :

هذا الاختراع هو حل تكنولوجي (سهل الإنجاز) لمشكلة تعطل أنظمة التبريد عندما تتعدى درجة حرارة الجو الخارجي حدود عمل هذه الأنظمة. هذه الظروف المناخية تكون عادة في فترات الذروة في فصل الصيف. مبدأ عمل هذا الاختراع هو ربط مبادل حراري هوائي من نوع بطارية ذات زعانف (مكثفات أو أبراج تبريد جافة) (3) مع مصدر جيوحراري ذو طاقة منخفضة جدا (مبادل هواء/أرض) (6). يمثل هذا الربط والمزاوجة بين النظامين السابقين الفكرة الأساسية لهذا الاختراع. حيث يسمح المبرد الهوائي الجيوحراري بمزج هواء الجو الساخن (11) مع الهواء الجيوحراري (10) البارد باستخدام موزع للهواء لتوزيع الهواء الممزوج على كامل السطح الأمامي للبطارية. حتى خارج فترات الذروة، فاستخدام صمام توزيع الهواء (16) يسمح باستغلال المبادل الجيوحراري (هواء/أرض) للتبريد (في الصيف) أو التدفئة (في الشتاء).

Titre de l'invention

Utilisation de la géothermie très basse énergie pour l'amélioration de l'efficacité des échangeurs de chaleur à air : Proposition d'un aéro-refroidisseur géothermal.

Domaine technique auquel se rapporte l'invention

La présente invention se rapporte au domaine général des échangeurs de chaleur refroidis par air. Le domaine d'application de l'invention est notamment, mais non exclusivement, lié à l'amélioration de l'efficacité des échangeurs de chaleur à air (Condenseurs et tours de refroidissement sec dans les installations frigorifiques ou dans les systèmes de refroidissement à air) par l'utilisation de géothermie très basse énergie qui est considérée comme source d'énergie renouvelable.

But de l'invention

L'invention est arrivée comme solution technologique (facile à réaliser) de dysfonctionnement des installations frigorifiques lorsque la température ambiante passe les limites de fonctionnement de ces systèmes. Ces conditions climatiques critiques sont obtenues notamment pendant les périodes caniculaires de l'été. Le principe de cette invention est de coupler un échangeur à air de type batterie à ailettes (condenseurs ou tours de refroidissement sec) à une source géothermale très basse énergie (échangeur air-sol). Le couplage de ces deux derniers systèmes présente un aéro-refroidisseur géothermal conformément à la présente invention. L'aéro-refroidisseur géothermal permet de mélanger l'air ambiant chaud avec l'air géothermal frais en utilisant un diffuseur d'air ; puis de diffuser le mélange d'air sur toute la surface frontale de la batterie. Même en période hors-canicule, l'utilisation de la vanne de distribution d'air permet d'exploiter l'échangeur géothermique air-sol pour rafraichir (en été), ou chauffer (en hiver), des locaux.

Etat de la technique antérieure

D'une manière générale, les systèmes frigorifiques sont amenés à connaître un développement important en raison des préoccupations écologiques liées aux fortes consommations électriques de ces systèmes.

Dans ces systèmes, le condenseur ou la tour de refroidissement sont des appareils thermodynamiques permettant de transférer la chaleur du milieu le plus chaud vers le milieu le plus froid avec ou sans changement de phase.

Le rendement d'une installation frigorifique dépend de l'efficacité thermique des condenseurs (ou tours de refroidissement). Or, il a été constaté que ces échangeurs sont très sensibles aux conditions climatiques qui peuvent dégrader considérablement leurs performances thermiques et même provoquer le dysfonctionnement de l'installation.

La géothermie fait partie des énergies dites « renouvelables ». Son principe consiste à échanger de l'énergie thermique avec le sous-sol terrestre pour l'utiliser dans des systèmes de production de chauffage ou de production de froid ou de production d'électricité.

On distingue quatre types de géothermie : i) haute énergie, ii) moyenne énergie, iii) basse énergie et iv) très basse énergie.

La géothermie très basse énergie recueille la chaleur à faible profondeur, où la température est comprise entre 10°C et 30°C, ce qui ne permet pas, dans la plupart des cas, une utilisation directe de cette chaleur. L'exploitation de la géothermie nécessite la mise en œuvre de pompes à chaleur qui prélèvent l'énergie à basse température pour l'injecter à une température suffisante pour le chauffage ou le refroidissement. Ainsi, l'utilisation de la géothermie très basse énergie est devenue assez fréquente dans la conception de nouveaux systèmes frigorifiques.

Enoncé des figures

La figure 1 est un condenseur (ou une tour de refroidissement sec) lié à une source géothermale à air. La figure résume l'utilisation de la géothermie très basse énergie pour l'amélioration de l'efficacité des échangeurs de chaleur, il s'agit d'un aéro-refroidisseur géothermal conformément à la présente invention.

Présentation de l'essence (la substance) de l'invention

Fig. 1 est un aéro-refroidisseur géothermal comporte un condenseur (une tour de refroidissement sec **13**, un ventilateur d'extraction **2**, un échangeur de type batterie à ailettes **3**, un diffuseur d'air **4**, un boîtier **14**, une grille d'entrée d'air **15** (air ambiant **11**), tuyau flexible **8** et un raccord de liaison **9** du condenseur (ou de la tour de refroidissement sec) avec l'échangeur géothermique air-sol **6** qui comporte un ventilateur d'extraction **5** avec un filtre à air **1** et un diffuseur d'air **4** (air frais **10**).

On peut aussi utiliser des mélangeurs pour mélanger l'air frais **10** avec l'air ambiant **11** avant de l'injecter dans la batterie.

L'air de sortie **12** est un mélange de l'air ambiant **11** et de l'air frais de la géothermie **10** après le passage dans la batterie 3.

Nous avons dimensionné l'échangeur géothermique pour garantir une température de sortie d'air de l'ordre de 24 °C, il est constitué d'un tube serpentin de 50 m de longueur et de diamètre de 0.2 m placé sur une profondeur de 3m.

Dans le cas où la surface frontale du condenseur (ou de la tour de refroidissement sec) est très grande nous proposons des échangeurs géothermiques identiques superposés avec une distance de séparation verticale de 0.5 m.

Nous donnons ici l'exemple d'un dimensionnement d'un échangeur géothermal dans le site de Biskra. La batterie à ailettes est de 2m de longueur et de 1m de largeur pour une surface d'échange totale de 270m². L'échangeur géothermal **6** est composé de deux échangeurs superposés à des profondeurs de 3m et de 3.5m chaque échangeur est de 40m de longueur. Le dimensionnement a été réalisé pour une température de l'air ambiant extrême de 58°C. Ainsi, nous avons remarqué qu'on a pu diminuer la température de l'air de 7°C, donc la température de l'air mélangé est près de 51°C à l'entrée de la batterie 3.

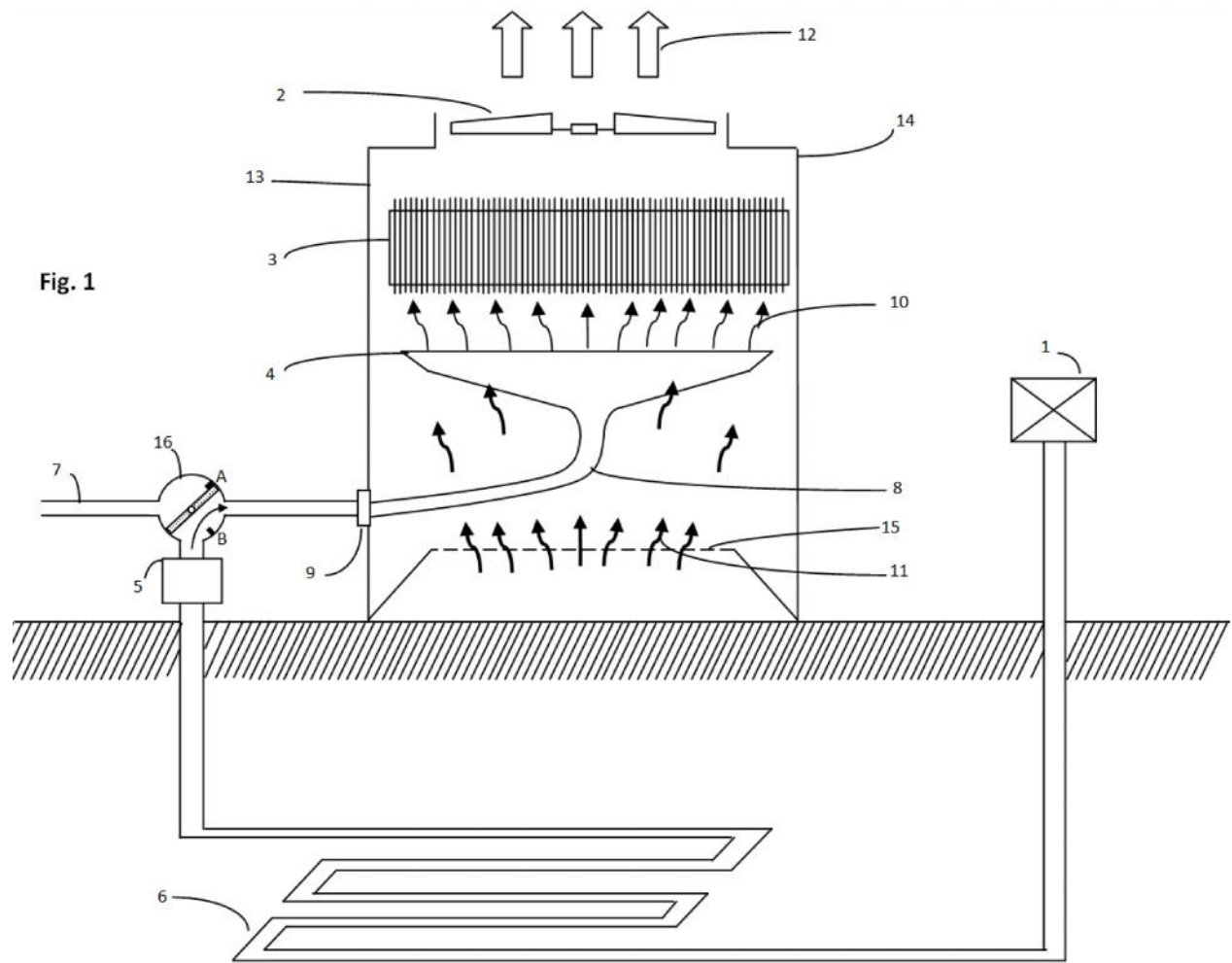
Selon l'invention, la vanne de distribution d'air **16** est utilisée pour sélectionner le mode de fonctionnement de l'échangeur géothermal **6**, à savoir : 1) Le mode I, qui correspond à la position A de la vanne de distribution d'air **16**, consiste à améliorer le fonctionnement du condenseur (ou de la tour de refroidissement sec **13**) pendant les périodes caniculaires en été (voir la figure 1) ; 2) Le mode II, qui correspond à la position B de la vanne de distribution

d'air **16**, permet l'exploitation de l'échangeur géothermal **6** pour rafraichir (en été), ou chauffer (en hiver), les locaux **7**.

Par rapport à l'aéro-refroidisseur de base (le condenseur ou la tour de refroidissement sec), l'aéro-refroidisseur géothermal de la présente invention consomme une puissance électrique supplémentaire moins de 100W. Cette dernière présente la puissance nécessaire pour l'alimentation du ventilateur d'extraction de l'air géothermal.

REVENDEICATIONS

1. Aéro-refroidisseur géothermal (fig.1) perfectionné principalement pour résoudre le problème de dysfonctionnement des condenseurs, des tours de refroidissement sec ou d'autres systèmes de refroidissement à air durant les forts pics de températures caniculaires.
2. Aéro-refroidisseur géothermal (fig.1), selon la revendication 1, recourir à la géothermie à air : i) n'influe pas sur l'environnement ; ii) demande une puissance électrique supplémentaire très faible consommé principalement par le ventilateur d'extraction de l'air géothermal ; iii) évite l'utilisation de l'eau dans les tours de refroidissement et le remplacer ainsi par l'air qui nécessite un ventilateur d'extraction et non pas une pompe ce qui réduit la consommation électrique.
3. Aéro-refroidisseur géothermal (fig.1), selon les revendications 1 et 2, peut être utilisé dans le cas des systèmes classiques de production du froid (à base de cycles frigorifiques à compression de vapeur), dans les systèmes de production de froid solaire (à adsorption, à absorption, ...), pour remplacer des aéro-refroidisseurs industriels ou pour tout systèmes de refroidissement à air.
4. Aéro-refroidisseur géothermal (fig.1), selon la revendication 3, peut augmenter la limite de fonctionnement des systèmes frigorifiques (classiques ou autres) pour fonctionner à des températures de l'air ambiant de l'ordre de 58°C.
5. Aéro-refroidisseur géothermal (fig.1), selon les revendications précédentes, peut travailler en deux modes I & II. Le mode I correspond au perfectionnement présenté dans la revendication 1 ; et le mode II permet l'exploitation de l'échangeur géothermal pour le rafraichissement notamment en été et le chauffage notamment en hiver.
6. Aéro-refroidisseur géothermal (fig.1), selon la revendication 5, la vanne de distribution d'air est utilisée pour sélectionner le mode de fonctionnement I ou II.
7. Aéro-refroidisseur géothermal (fig.1), selon la revendication 6, la vanne de distribution d'air peut être contrôlée d'une manière automatique en fonction de la température de l'air ambiant pour permettre le passage entre les deux modes I et II.



استخدام الطاقة الجيوحرارية المنخفضة جدا لتحسين كفاءة المبادلات الحرارية الهوائية :
هوائي جيو حراري

المجال الذي يتعلق به هذا الاختراع

يندرج هذا الاختراع ضمن المجال العام للمبادلات الحرارية التي تستعمل الهواء للتبريد. مجال تطبيق هذا الاختراع يتعلق بالأخص - و ليس حصرا- بتحسين كفاءة المبادلات الحرارية (التبريد الجافة، أنظمة التبريد و التبريد بالهواء) باستخدام الطاقة الجيوحرارية المنخفضة جدا باعتبارها

الهدف من الاخترا

هذا الإختراع هو حل تكنولوجي (سهل الإنجاز) أنظمة التبريد عندما تتعدى درجة حرارة الجو الخارجي حدود عمل هذه الأنظمة. هذه الظروف المناخية تكون عادة في فترات الذروة في فصل الصيف. مبدأ عمل هذا الإختراع هو ربط مبادل حراري هوائي من نوع بطارية ذات ز (مكثفات أو أبراج تبريد جافة) مع مصدر جيوحراري ذو طاقة منخفضة جدا (مبادل هواء/). يمثل هذا الربط والمزاوجة بين النظامين السابقين الفكرة الأساسية لهذا الاختراع. حيث يسمح المبرد الهوائي الجيوحراري بمزج هواء الجو الساخن مع الهواء الجيوحراري البارد باستخدام موزع للهواء لتوزيع الهواء الممزوج على كامل السطح الأمامي للبطارية. حتى خارج فترات الذروة، فاستخدام صمام توزيع الهواء يسمح باستغلال المبادل الجيوحراري (هواء/) للتبريد (في الصيف) ().

حالة التقنيات السابقة

بصفة عامة، أنظمة التبريد عرفت تطورا مهما بسبب المخاوف البيئية المرتبطة بالاستهلاك الكبير للكهرباء لهذا النوع من الأنظمة.

في هذه الأنظمة، تعتبر مكثفات الهواء أو أبراج التبريد أجهزة ترموديناميكية تسمح بنقل الحرارة من - - ساخن إلى وسط أحر أكثر برودة مع أو دون التغيير في الطور.

مردود أنظمة التبريد يتعلق بشكل كبير بالفعالية الحرارية للمكثفات (أو أبراج التبريد الجافة) أن هذه الأخيرة جد حساسة للعوامل الطبيعية التي يمكن أن تخفض بشكل ملحوظ كفاءتها الحرارية، كما يمكن أن تتسبب في توقف عمل النظام.

الطاقة الجيوحرارية هي طاقة متجددة، مبدأ عملها هو تبادل الطاقة الحرارية مع جوف الأرض و استخدامها في التبريد، التسخين أو أيضا توليد الطاقة الكهربائية.

نميز أربعة أنواع من الطاقة الجيوحرارية: (1) الطاقة الجيوحرارية العالية، (2) الطاقة الجيوحرارية (3) الطاقة الجيوحرارية المنخفضة، (4) الطاقة الجيوحرارية المنخفضة جدا.

الطاقة الجيوقحرارية المنخفضة جدا تجتمع الحرارة من أعماق ضحلة أين تتراوح درجات الحرارة بين 10 30 °م، الأمر الذي لا يسمح - بالإستخدام المباشر لهذا النوع من الحرارة. لهذا فإن استغلال الطاقة الجيوقحرارية المنخفضة جدا يتطلب تركيب مضخات الحرارة التي تجمع هذه جدا لضخها بدرجة كافية للتسخين أو التبريد. الجيوقحرارية ذات الطاقة المنخفضة جدا منتشرة و حاضرا في تصميم أنظمة التبريد الحديثة.

بيان الرسومات

1 : هو مكثف (رج تبريد جاف) مرتبط بمبادل جيوقحراري لتبريد الهواء، الشكل يلخص استعمال الطاقة الجيوقحرارية المنخفضة جدا لرفع كفاءة المبادلات الحرارية، يتعلق الأمر بمبرد هوائي جيوقحراري وفقا للإختراع المقترح.

(جوهـر) :

1 : هو مبرد هوائي جيوقحراري يحتوي ع (برج تبريد جاف 13) 2, مبادل حرارة من نوع بطارية ذات زعانف 3 ، موزع هواء 4 ، هيكل 14، شبكة دخول الهواء 15 (الهواء الخارجي 11)، 8 بين المكثف (برج تبريد جاف) 9 الجيوقحراري، مبادل جيوقحراري من نوع هواء/ 6 يتكون من مروحة شفط 5 هواء 1 وموزع للهواء 4 (الهواء البارد 10).

يمكن أيضا استخدام مخالط لخلط الهواء البارد 10 القادم من المبادل الجيوقحراري مع هواء الجو 11 إرساله إلى البطارية.

الهواء الخارج 12 هو مزيج بين هواء الجو 11 والهواء البارد القادم من المبادل الجيوقحراري 11 المرور على البطارية 3.

صميم (و تحديد الأ) المبادل الجيوقحراري لضمان المحافظة على درجة حرارة الهواء الخارج 24°م و الذي يتكون من أنبوب ملتف بطول 50 0.2

3

(برج التبريد الجاف) كبير الحجم ذو مساحة التبادل الكبيرة، نقترح استعمال مبادلات جيوقحرارية متماثلة () () المسافة بين نه 0.5 .

نعطي هنا م تصميم () مبادل جيوقحراري في منطقة بسكرة. البطارية ذات الزعانف طولها 2م وعرضها 1 مساحة تبادل كلية : 270². المبادل الجيوقحراري 6 يتكون من مبادلين جيوقحراريين متراكبين (فوق بعضهما) 3 3.5م، طول كل مبادل منهما 40 . التصميم () تم إجراؤه من أجل درجة حرارة خارجية قصوى تعادل 58 °م، و قد بينت نتائج

أنا نستطيع تخفيض () درجة حرارة الهواء الخليط (المزيج) 7°C حيث بلغت هذه الأخيرة 51°C عند مدخل البطارية 3.

بحسب الاختراع فإن صمام التوزيع 16 يستعمل لاختيار طريقة تشغيل المبادل الجيوحراري 6: ()
 I الممثل في الوضعية A لصمام توزيع الهواء 16، يهدف لتحسين عمل المكثف أو برج التبريد
 13 (1) (ثانياً) II، الممثل في الوضعية B لصمام التوزيع 16
 يسمح باستغلال المبادل الجيوحراري 6 ل الهواء منعشا (في الصيف) 7 .

مقارنة بالمبرد الهوائي الأساسي المكثف (المكثف أو برج التبريد الجاف) فإن هذا الاختراع (الهوائي الجيوحراري) يتطلب طاقة إستهلاكية إضافية أقل من 100 . هذه الأخيرة تمثل الطاقة الضرورية لتغذية مروحة شطف الهواء من المبادل الجيوحراري.

_____:

1. مبرد هوائي جيوحراري (1) معدل أساسا لحل مشكلة تعطل المكثفات وأبراج التبريد الجاف أو أنظمة أخرى للتبريد بالهواء في ذروة ارتفاع درجات حرارة .
2. مبرد هوائي جيوحراري (1) للطاقة الجيوحرارية الهوائية : (لا تؤثر على البيئة، ب) تستهلك طاقة كهربائية إضافية جد منخفضة لسحب الهواء الجيوحراري، ج) تجنب استعمال الماء في أبراج التبريد وتعويضه بالهواء باستعمال مروحة بدلا من استعمال مضخة مما يخفف استهلاك الكهرباء.
3. مبرد هوائي جيوحراري (1)، وفق الإدعاءين 1 2، يمكن استعماله في أنظمة التبريد الكلاسيكية و كذا أنظمة التبريد الشمسية (أيضا لتعويض المبردات الهوائية الصناعية أو جميع أنواع أنظمة التبريد الهوائي.
4. مبرد هوائي جيوحراري (1) 3، يمكننا رفع حدود عمل أنظمة التبريد (كلاسيكية أو أخرى) () 58°C .
5. مبرد هوائي جيوحراري (1)، وفق الإدعاءات السابقة، يستطيع العمل وفق نظامين (نمطين) I II . I يتوافق مع التحسين المنصوص عليه في الادعاء 1 II يسمح باستغلال المبادل الهوائي الجيوحراري للتبريد وخاصة في فصل الصيف وكذلك التدفئة في فصل الشتاء.
6. مبرد هوائي جيوحراري (1) 5، صمام توزيع الهواء يستعمل لاختيار نمط العمل II I .
7. مبرد هوائي جيوحراري (1) 6، صمام توزيع الهواء يمكن أن يعمل بصفة أوتوماتيكية بحسب درجة حرارة الجو لتسمح بالتحول من و إلى أحد النمطين I II .

Thermal design of air cooled condenser of a solar adsorption refrigerator

Amar Rouag¹✉, Adel Benchabane¹, Adnane Labeled², Nora Boultif¹

1 Laboratoire de Génie Energétique et Matériaux (LGEM), Université de Biskra, B.P. 145 R.P. 07000, Biskra, Algeria

2 Laboratoire de Génie Mécanique (LGM), Université de Biskra, B.P. 145 R.P. 07000, Biskra, Algeria

Received 01 March 2015

Revised 26 March 2016

Accepted 27 March 2016

Published online: 30 March 2016

Keywords

Solar adsorption refrigerator

Condenser

LMTD

Sizing

Free convection

Forced convection

Abstract: The objective of this paper is to study the design of a condenser of a solar adsorption refrigerator which will be tested in the region of Biskra (Algeria). The LMTD (log mean temperature difference) method is used to calculate the size of the condenser applying experimental data obtained from the literature. For this purpose, a calculation code has been developed to determine the total heat transfer area of the heat exchanger. Therefore, we present a comparison between calculated and experimental results obtained from the literature. This comparison allowed the validation of the calculation method by applying the same experimental conditions. The discussion of the results indicates that we cannot use the ambient air in free convection mode as a cooling fluid if its temperature exceeds 30°C. This problem presents the greatest obstacle especially in the Saharan regions, such as in Biskra, where the average ambient air temperature during the summer exceeds 35°C. As a solution, we propose in this article the improvement of the heat transfer by the air-forced convection mode. Thus, it is established that the use of the air fan can extend the operating temperature limits of the condenser above 35°C.

© 2016 The authors. Published by the Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra. This is an open access article under the CC BY license.

1. Introduction

Algeria has significant solar energy able to supply the global economy. It should be noted that Algeria has the largest proportion of the solar energy in the Mediterranean basin estimated at four times of the overall global energy consumption (Labeled 2012). It is therefore important to exploit this free and non-polluting resource in the field of the production of cold, particularly in isolated rural areas where conventional electrical grids are faulty.

The cooling machine investigated in this paper is a solar powered adsorption refrigerator. This machine seems a promising way to improve the living conditions in environmental and economic point of view. Several works in the field of adsorption refrigeration were performed by our research group (Rouag et al. 2014a; Labeled et al. 2015a).

The main heat exchangers of the solar refrigerating machine are the adsorber-collector, the condenser and the evaporator (Errougani 2007). It is obvious that the ultimate success of these systems depends largely on good study, design and realization of these exchangers. The thermal calculation of the condensers is very complicated, and essentially amounts to the wide diversity and the complexity of these technological devices: tubular condensers, plate condensers, air-cooled, water-cooled... (Aoues et al. 2011; Rouag et al. 2014b; Labeled et al. 2015b).

In this paper, we studied the condenser of solar adsorption refrigerator, which is the most sensitive element to the external factors as the ambient air temperature and the wind velocity. Several criteria are considered for the design of a condenser according to its use. The thermal power is still the main considered criterion, but the final choice of the device may depend on other parameters such as: heat transfer area, wall temperature, materials ... etc (Labeled 2012).

There are mainly two types of methods to calculate the condenser area: the numerical methods as the finite volume method and the overall analytical methods as NUT and LMTD methods (Rouag et al. 2014a).

In this work we studied the design of a finned tubes condenser of a solar adsorption refrigerator which will be tested in the region of Biskra. A calculation program code based on LMTD method is presented and validated with experimental data obtained from the literature (Errougani 2007; Lemmini et al. 2002; Lemmini and Errougani 2005, 2007). We have also studied the improvement of the heat transfer by the ambient air-forced convection regime.

2. System description

The studied system is based on the prototype of an intermittent activated carbon/methanol refrigerator, as shown in Figure 1. This solar adsorption refrigerator is mainly constituted of a collector, containing the adsorbent, connected to a condenser

✉ Corresponding author. E-mail address: rouagamar@yahoo.com

Nomenclature

<i>A</i>	longitudinal tube pitch
<i>A_o</i>	Heat transfer Area, m ²
<i>B</i>	transverse tube pitch
<i>C_p</i>	Specific heat, W kg ⁻¹ K ⁻¹
<i>D</i>	diameter of tube, m
<i>g</i>	Gravity, m s ⁻²
<i>H</i>	Enthalpy, J kg ⁻¹
<i>h</i>	Convective heat transfer Coefficient, W m ⁻² K ⁻¹
<i>J</i>	Coburn factor
<i>U</i>	Overall heat transfer coefficient, W m ⁻² K ⁻¹
<i>L</i>	Tube length / latent heat, m
<i>L_c</i>	Latent heat of condensation of the methanol ΔH
<i>LMTD</i>	log mean temperature difference
<i>ṁ</i>	Refrigerant mass flow rate, Kg s ⁻¹
<i>N</i>	number of tube row
<i>F</i>	Correction factor $F = (\Delta T_{ML} - \Delta T_o) / (\Delta T_i - \Delta T_o)$
<i>P1, P2</i>	Correlation parameters
<i>R</i>	fouling resistance, m ² K W ⁻¹
<i>S_f</i>	Spacing between the fins, m
<i>T</i>	Temperature, °C
<i>t</i>	Time, s
<i>S</i>	finned surface per meter of length, m ² m ⁻¹
<i>V</i>	Volume, m ³

Greek symbols

μ	Dynamic viscosity, Pas s
η	Efficiency of the condenser, -
λ	Thermal conductivity, W m ⁻¹ K ⁻¹
ρ	Density, kg m ⁻³
β	Coefficient of expansion of the fluid, K ⁻¹
ν	kinematic viscosity, m ² s ⁻¹

Subscripts

<i>a</i>	Air
<i>ai</i>	Air inlet
<i>ao</i>	Air outlet
<i>c</i>	Condensation
<i>e</i>	External
<i>h</i>	Hydraulic
<i>l</i>	Liquid
<i>i</i>	Internal
<i>LM</i>	logarithmic mean
<i>m</i>	Mean
<i>w</i>	Wall
<i>Stm</i>	Steam
Δ	Difference

and a refrigerating chamber contains the evaporator. Three valves between: adsorber-condenser, condenser-evaporator and evaporator-adsorber.

The refrigerator operates on a solar thermal adsorption cycle. The cycle can be divided into four basic sequential phases in a Clapeyron diagram. Figure 2 represents the evolution of the state of mixture adsorbent/adsorbate contained in the adsorber. The Phase (1-2) is the isosteric heating. In this phase, the solar radiation heats the collector-adsorber, containing the adsorbent, which provides the increasing of the pressure and temperature.

When the collector reaches the saturation pressure corresponding to the condensation temperature, the adsorbate vapor desorbed and passes to the condenser (condensation phase 2-3). When the sunlight decreases, the temperature of the collector decreases (phase 3-4).

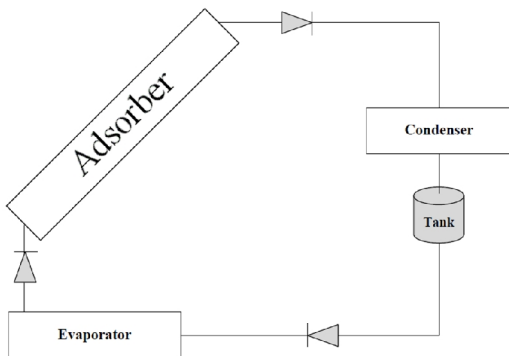


Fig. 1. Schematic representation of a solar adsorption refrigeration machine.

In this case, the pressure decreases to achieve to the same pressure of the evaporator. Cooling could start by opening the louver in the rear face of the collector/adsorber (isosteric cooling), this is the phase in which the cold is produced. The temperature and pressure has decreased, the adsorbent is physically in disequilibrium and will "recharge" by adsorbing the methanol contained in the evaporator. This steam is generated by the evaporation of the liquid in the evaporator (phase 4-1). This phase is produced by the latent heat of evaporation of methanol (Rouag et al. 2014a).

The condenser is a thermal unit; his role is to ensure the passage of the fluid from a gas (vapor) state to the liquid state. The main problem consists in defining the sufficient heat transfer area between the two fluids to transfer the needed heat quantity in a given configuration. The quantity of heat transferred depends on

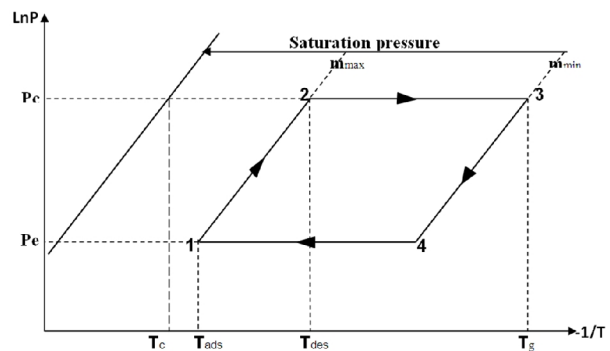


Fig. 2. Thermodynamic cycle of the adsorption refrigeration system illustrated on Clapeyron diagram.

the heat transfer area between the two fluids and on many other parameters as the thermal properties of fluids (specific heat, viscosity, thermal conductivity ...) and the convective-exchange coefficients.

The air condenser that we are studying is illustrated in Figure 3. It consists of a system of tubes with square fins. The refrigerant (methanol CH₃OH) flows freely in the tube and the ambient air ensures the condensation of the refrigerant vapor flowing out the tubes in natural convection mode.

3. Thermal design calculations

As mentioned above, the LMTD method is used to define the sufficient heat transfer area between the two fluids. This method needs an experimental database to find the parameters used for the calculation of the heat transfer coefficients. LMTD method uses three steps to calculate the heat transfer area of the condenser (Saunders 1988):

- Input of the necessary data: geometric data and physical properties of fluids.
- Thermal phase comprising geometric calculations (section, diameter, length ...). Then the heat transfer calculations.
- Results in summary form (heat power, exchange area...) or more detailed form (local value transfer coefficients, dimensionless characteristic numbers...).

The optimum heat and mass transfer area is then determined iteratively via the use of the final iterated value of the overall heat transfer coefficient. The final iterated value of the optimum heat and mass transfer area is obtained after a few iterations. Starting firstly by selecting the type of the condenser and then spend to the phase of thermal design to calculate the heat transfer area. The geometric optimization leading to decrease the transfer area with the same thermal efficiency and the sizing calculation of the condenser must be able to solve this problem.

The overheating of the air in the finned tubes heat exchangers (condenser) is generally given in (5 and 6 °C) in the case of natural convection (Rapin and Jacquard 1992). Unfortunately, the air has a very low specific heat capacity which decreases the overall heat transfer coefficient between vapour and condensed gas.

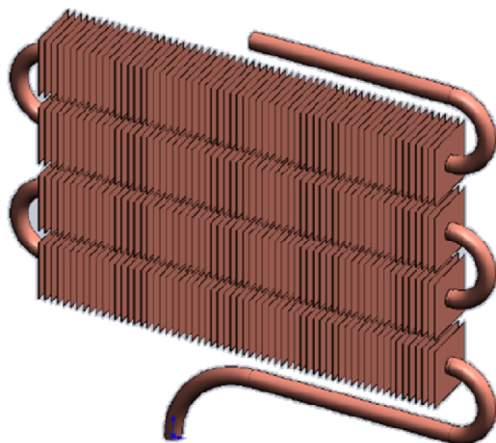


Fig. 3. Finned tubes air condenser.

Thus limits the use of the air in small installation like household cabinets or similar devices. To calculate the total heat transfer area required for methanol condensation, we introduce the geometric data and the thermo-physical characteristics for each fluid in the code by taking into account the ambient and the condensing temperatures (Fig. 4).

The following assumptions were considered for the calculation of air-cooled condensers:

- Stationary operating regime;
- Constant overall heat transfer coefficient (Kern 1951);
- Low flow rates (compressibility effects are negligible).

Heat transfer between the two fluids, from the outside to the inside of the condenser, is related to: (i) external convective heat transfer coefficient h_e : natural convection between the air and the external wall, (ii) thermal conductivity λ : conduction through the wall, (iii) internal convective heat transfer coefficient h_i : condensation of the methanol on the internal wall.

The simplified sequential steps of LMTD method to design the finned tubes condenser can be presented as follows:

3.1 External convective heat transfer coefficient

The air-side heat transfer coefficient h_e is calculated according to the geometry of the heat exchanger by the following equation:

$$h_e = \frac{Nu \lambda_{methanol}}{D_e} \tag{1}$$

The Nusselt number in free convection can be calculated from the following correlation (Kern 1951):

$$Nu = 0.201 \left(Gr Pr \frac{S_f}{D_m} \right)^{\frac{1}{3}} \tag{2}$$

Where $S_f = 2.71 \left[\frac{\beta(T_p - T_{ae})g}{\alpha \nu A} \right]^{-\frac{1}{4}}$ is the spacing between fins (Incropera and DeWitt 1985).

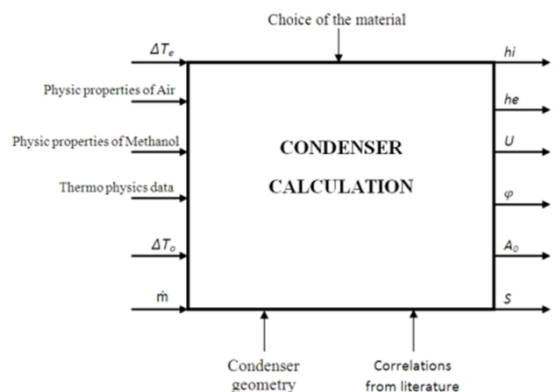


Fig. 4. Input/output parameters used in the condenser calculation code.

3.2. Internal convective heat transfer coefficient

The condensation is dominated by natural convection and laminar flow is encountered when Reynolds number of the vapour flow rate in smooth horizontal tubes is less than 35000 (Dobson and Chato 1998), which is the case in the present study. The internal heat transfer coefficient h_i during the condensation is determined by the following relation:

$$h_i = 0.555 \left[\frac{\rho_l (\rho_l - \rho_{stm}) g \lambda^3 L_c}{\mu_{stm} (T_c - T_w) d_i} \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3)$$

3.3. Overall heat transfer coefficient

The overall heat transfer coefficient U , based on the external transfer area, is given by Eq. (4) (Kern 1951):

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\eta_g h_e} + R_o + R_w \frac{S_e}{S_m} + \left(R_i + \frac{1}{h_i} \right) \frac{S_e}{S_i}} \quad (4)$$

The optimum heat and mass transfer area can then be calculated using Eq. (5) (Rapin and Jacquard 1992):

$$A_0 = \frac{\varphi}{F U \Delta T_{ML}} \quad (5)$$

The heat flow rate is the mass flow rate times the latent heat of condensation L_c of the methanol (Dobson and Chato 1998):

$$\varphi = \dot{m} L_c \quad (6)$$

Where the mass flow rate \dot{m} is calculated by following expression:

$$\dot{m} = \rho V / t \quad (7)$$

The log mean temperature difference ΔT_{ML} in the condenser is defined by the following relation (Rapin and Jacquard 1992):

$$\Delta T_{ML} = \frac{(T_c - T_{ai}) - (T_c - T_{ao})}{\log \left(\frac{T_c - T_{ai}}{T_c - T_{ao}} \right)} \quad (8)$$

T_{ao} and T_{ai} are the air temperatures, outlet and inlet respectively, and T_c is the condensation temperature. The correction factor F applied to LMTD is defined according to the heat exchanger geometry (Rapin and Jacquard 1992).

We can calculate the outlet air temperature in the condenser by the Eq. (9):

$$T_{ao} = T_{ai} + \varphi / (h_e \eta_g A_0) \quad (9)$$

4. Results and Discussion

4.1. Natural convection regime

To validate the calculation code, we use the same experimental data of Errougani (2007) which are: the ambient temperature, the condenser temperature, material (copper) and the same heat and mass transfer area (7.5 m²) for March (14 to 26) sequence

(Lemmini et al. 2002; Lemmini and Errougani 2005) and April (02 to 15) sequence (Lemmini and Errougani 2007). However, the authors report that there is a lack of measures on 6 April 2004 only due to technical problems related to the acquisition chain.

Table 1 shows the evolutions of the ambient temperature, the average temperature of the condenser and the calculated values of the required total heat transfer area for the two sequences of the experimental results. The difference between the average temperature of the condenser and the ambient temperature can reach 12 °C during the desorption phase. This difference, which depends on the desorbed quantity of methanol and the climatic conditions, is important to estimate the total heat transfer area required for condensation.

The calculated values of the required total heat transfer area shown in Figures 5a and 5b. According to Lemmini and Errougani, the condensation took place almost during all days. Authors report also that there is no condensation of methanol vapour in the days of 8th and 9th of April. In these two days, weather was cloudy which makes the temperature gap between the two fluids (air and methanol) near zero. This temperature gap is inversely proportional to the total heat transfer area of the condenser (Eq. 5) which means that the methanol needs a large heat transfer area for the condensation process. In this case, the heat transfer area is estimated more than 7.5 m² (nearly 27 m²) as shown in figure 5b. The same problem also occurred in 26th of March (Fig. 5a). As a solution of this problem, we can think to

Table 1. Calculated values of the required total heat transfer area for the two sequences of experimental results obtained by Errougani 2007; Lemmini et al. 2002; Lemmini and Errougani 2005, 2007.

	Day (2004)	T _{amb} (mean-day) From 10 to 18h	T _c [°C]	A ₀ [m ²]
March sequence	March 14	14	24	4.32
	March 15	16	28	3.03
	March 16	18	28	4.32
	March 17	19	27	7.43
	March 18	17	27	4.34
	March 19	17.5	27	4.82
	March 20	22	28	7.08
	March 21	17	27.5	3.91
	March 22	16.5	27.5	3.57
	March 23	15	27	3.03
	March 24	14	24	4.35
March 25	20	31	3.56	
March 26	14	17	16.61	
April sequence	April 02	16.5	27	3.91
	April 03	17	26	5.46
	April 04	18.5	26.5	7.43
	April 05	25	32	8.10
	April 07	22	34	3.02
	April 08	20	22	27.29
	April 09	17	19	27.29
	April 10	18	27	5.46
	April 11	17.5	25.5	5.90
	April 12	17	24	8.12
	April 13	20	26	8.97
	April 14	18	26	5.89

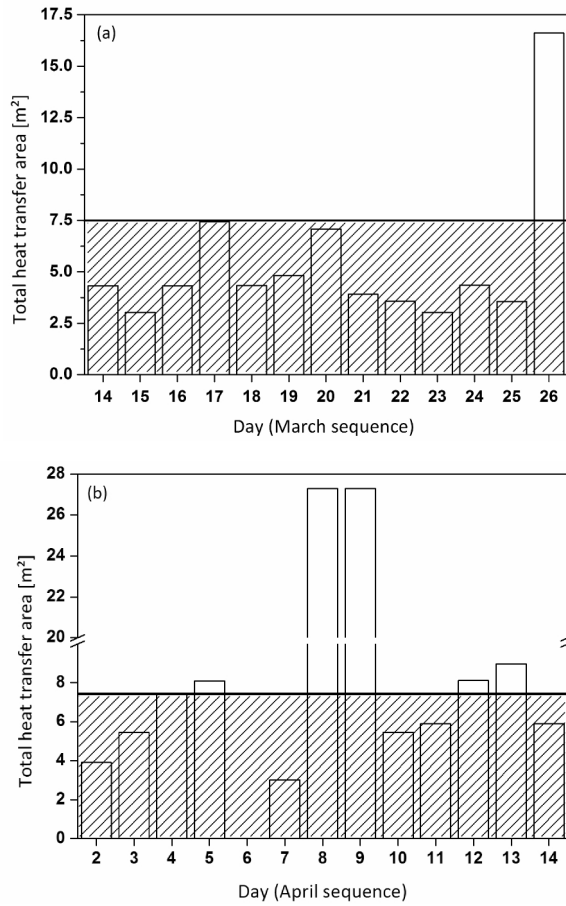


Fig. 5. Comparison of the calculated heat transfer area of the condenser, in *natural convection*, with the area used in the experimental device of Errougani and Lemmini (7.5 m²): a) March sequence & b) April sequence.

increase the heat transfer area of the condenser. This proposal, costly and makes the condenser very bulky, is a not-convenient solution to ensure the condensation of methanol vapour. We can find in the literature several proposals to avoid this problem such as the integration of water spray systems, which is also a not-practical solution in Saharan regions. For that, we propose in the following subsection the use of an electric fan, with low power consumption, connected to a photovoltaic panel.

4.1. Forced convection regime

As the previous subsection, we use the experimental results of Lemmini and Errougani cited above. The only difference is that we have supplied the condenser with an electrical fan with 2 ms⁻¹ of velocity. Wang et al. (2000) propose a correlation for finned tubes heat exchanger having plain geometry for the forced convection for different number of tube rows *N*.

$$h_e = j \rho_a C p_a V_a Pr^{-2/3} \tag{10}$$

For *N* = 1:

$$j = 0.108 (Re^{-0.29}) \left(\frac{A}{B}\right)^{P1} \left(\frac{S}{De}\right)^{-1.084} \left(\frac{S}{D_h}\right)^{-0.786} \left(\frac{S}{A}\right)^{P2} \tag{11}$$

With *P1* = 1.9 – 0.23 *Log*(*Re*) and *P2* = –0.236 + 0.126 *Log*(*Re*)

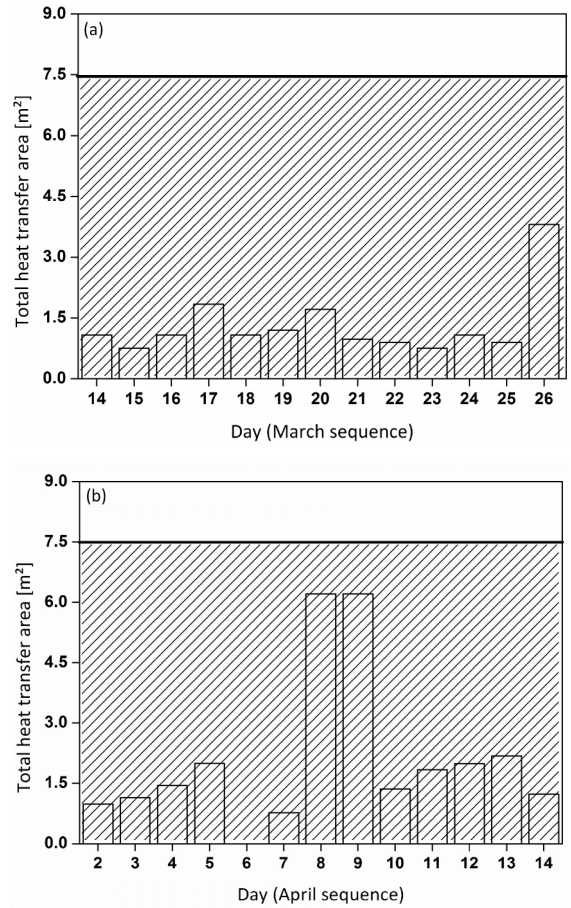


Fig. 6. Comparison of the calculated heat transfer area of the condenser, in *forced convection*, with the area used in the experimental device of Errougani and Lemmini (7.5 m²): a) March sequence & b) April sequence.

Figures 6a and 6b show the results of the required heat transfer area in forced convection compared to the area of the condenser used in the experimental device of Errougani and Lemmini (7.5 m²). According to these results and after comparison with natural convection regime (fig. 5), we can conclude that the forced convection regime presents a gain about 70 % of condenser area.

In Figures (7 and 8) the temperature of the ambient air is fixed at (15°C, 20°C, 25°C, 30°C and 35°C) and the condensation temperature is varied to see the influence of these two temperatures on the internal, external and overall heat transfer coefficients respectively.

Figure 7 gives the variation of the internal convective heat transfer coefficient *hi* versus the condensation temperature for different ambient air temperatures. The internal convective heat transfer coefficient (coefficient of condensation) decreases with the increasing of the condensation temperature. This coefficient reaches its highest values for the ambient air temperature equal to 15 °C. Furthermore, the internal heat transfer coefficient (figure 7) is higher than the external convective heat transfer coefficient in both natural and forced convection regimes (Figure 8a).

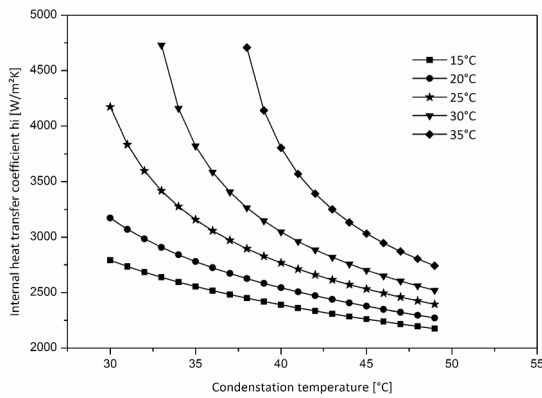


Fig. 7. Influence of the condensation temperature on the internal heat transfer coefficient.

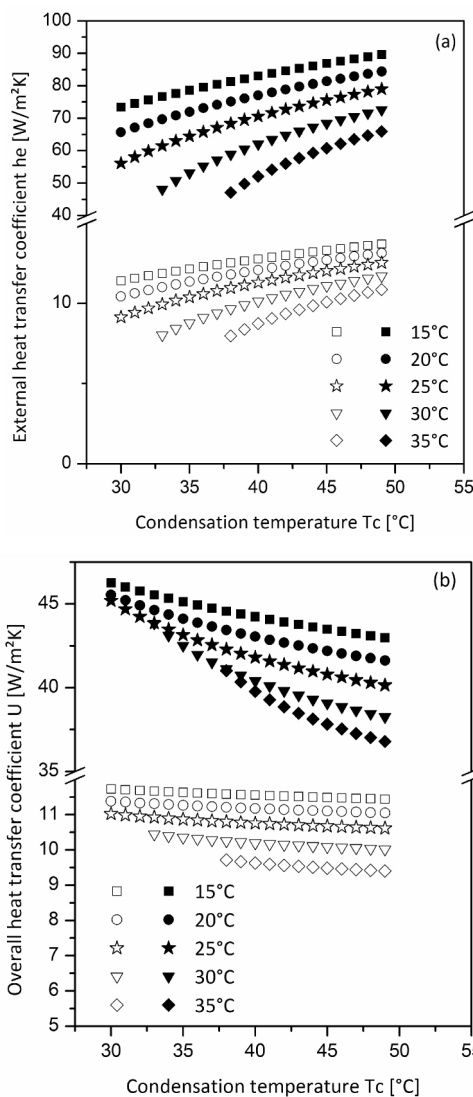


Fig. 8. Influence of the condensation temperature on: a) external convective heat transfer coefficient & a) overall heat transfer coefficient. Black symbols are for forced convection and white symbols for natural convection.

Figures 8a and 8b give the variation of the external h_e and the overall U heat transfer coefficients, respectively, versus the condensation temperature for the different ambient air

temperatures mentioned above in both flow regimes (natural and forced convection). In the case of natural convection, the external heat transfer coefficient varies proportionally with the condensation temperature (Fig. 8a). This coefficient takes the maximum values at the ambient air temperature of 15 °C. It decreases with the increasing of the ambient temperature and reaches around $6 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$ for ambient temperatures greater than 30 °C. In this case, the heat exchange is very weak or almost non-existent and this is one of the disadvantages of the use of dry air as a cooling fluid.

The overall heat transfer coefficient U varies inversely with the increasing of the condensation temperature. At the ambient air temperature of 15 °C, the overall coefficient takes its highest values and continuing to decrease with the increasing of the ambient air temperature. The coefficient reaches less than $10 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$ for the ambient temperature higher than 30 °C as shown in the Figure 8b.

Based on the above results, we can conclude that the cold production process, in the solar adsorption refrigerator, can be stopped with the free air condenser where the ambient temperature is higher than 30 °C. This can be explained why there are no experimental tests in the summer on the experimental setup of Errougani and Lemmini (Errougani 2007; Lemmini et al. 2002; Lemmini and Errougani 2005, 2007).

In the case of the forced convection regime, in the top side of figures 8a and 8b, the heat exchange is clearly improved by the external convective heat transfer coefficient h_e . In this case, the overall heat transfer coefficient U ($>35 \text{ W m}^{-2}\text{K}^{-1}$) is very enough to condense the methanol vapour. These results showed that the refrigerator can operate at temperatures higher than 35°C.

5. Conclusion

In this paper, a solar adsorption refrigerator with finned tube condenser driven by natural convection is investigated. The log mean temperature difference, LMTD, method is used to calculate the total heat transfer area. To design the condenser, the whole interior of the condenser is considered as one volume with two-phase region. Therefore only one overall heat transfer coefficient is considered.

The results obtained from the developed calculation code are validated by comparison with experimental data, obtained from the literature.

A parametric study is presented to show the influence of some parameters (the condensation temperature and ambient air temperature) on the total heat transfer area of the condenser. It was concluded that this type of heat exchangers is greatly affected by ambient air temperature which influences directly the quality of the heat transfer. This problem presents the greatest obstacle that could prevent using dry air as a cooling fluid especially in the Saharan regions, such as in Biskra, where the average ambient air temperature exceeds 35°C during the summer. To overcome this problem, we have proposed in this article the use of an electric fan connected to a photovoltaic

panel operates in hot times. It was established from the present conclusions that the refrigerator can operate at temperatures higher than 35 °C which encourages us to realize it in our laboratory in Biskra University. We can think also to couple the finned tube heat exchanger (condenser) with a shallow geothermal source. This will be the subject of another work in preparation.

Acknowledgments

This study was supported by the Algerian Ministry of Higher Education and Scientific Research as a part of CNEPRU project.

References

- Aoues, K., N. Moumami, M. Zellouf & A. Benchabane (2011) Thermal performance improvement of solar air flat plate collector: a theoretical analysis and an experimental study in Biskra. *International Journal of Ambient Energy* 32(2): 95-102.
- Dobson, M. & J. Chato (1998) Condensation in smooth horizontal tubes. *Journal of Heat Transfer* 120(1): 193-213.
- Errougani, A. (2007) Fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif - méthanol dans le site de Rabat. Thèse de Doctorat, Faculté des sciences, Université Mohammed V, 128.
- Incropera, F. P. & D. P. DeWitt (1985) *Fundamentals of heat and mass transfer*: 2nd edition. New York, John Wiley & Sons.
- Kern, D. Q. (1951) *Process Heat Transfer*. New York, McGraw-Hill.
- Labeled, A. (2012) Contribution à l'étude des échanges convectifs en régime transitoire dans les capteurs solaires plans à air: Application au séchage des produits agro-alimentaires. Thèse de Doctorat, Université de Biskra.
- Labeled, A., A. Rouag, A. Benchabane, N. Moumami & M. Zerouali (2015a) Applicability of solar desiccant cooling systems in Algerian Sahara: Experimental investigation of flat plate collectors. *Journal of Applied Engineering Science & Technology* 1(2): 61-69.
- Labeled, A., N. Moumami, A. Benchabane & M. Zellouf (2015b) Experimental analysis of heat transfer in the flow channel duct of solar air heaters (SAHs). *International journal of heat and technology* 33 (3): 97-102.
- Lemmini, F. & A. Errougani (2005) Building and experimentation of a solar powered adsorption refrigerator. *Renewable Energy* 30(13): 1989-2003.
- Lemmini, F. & A. Errougani (2007) Experimentation of a solar adsorption refrigerator in Morocco. *Renewable Energy* 32(15): 2629-2641.
- Lemmini, F. & A. Errougani & F. Bentayeb (2002) Experimentation of an adsorptive solar refrigerator in Rabat. FIER' 2002, Tétouan - Maroc, 260-265.
- Rapin, P. J. & P. Jacquard (1992) *Installations frigorifiques; Tome 2, Technologie*: 6ème édition, Ivry-sur-Seine: PYC Edition.
- Rouag, A., A. Benchabane, N. Boultif & A. Labeled (2014a) Contribution to the design of the heat exchangers of a solar adsorption refrigerator: condenser sizing calculations. 13th International conference on clean energy ICCE, Istanbul, Turkey.
- Rouag, A., A. Benchabane, A. Labeled & N. Boultif (2014b) Use of shallow geothermal energy to improve the efficiency of air heat exchangers: Proposal of a Geothermal Air-Cooler (GAC). Patent N° 140719. National Algerian Institute for Industrial Property, INAPI. Algeria. 04-12-2014.
- Saunders, E.A.D. (1988) *Heat exchangers*. New York, John Wiley and Sons Inc.
- Wang, C. C., K. Y. Chi & C. J. Chang (2000) Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part II: Correlation. *International Journal of Heat and mass transfer* 43(15) 2693–2700.

Applicability of solar desiccant cooling systems in Algerian Sahara: Experimental investigation of flat plate collectors

Adnane Labeled¹, Amar Rouag², Adel Benchabane², Noureddine Moummi¹, Mohammed Zerouali¹

¹ Laboratoire de Génie Mécanique (LGM), Université de Biskra, B.P. 145 R.P. 07000, Biskra, Algeria

² Laboratoire de Génie Énergétique et Matériaux (LGEM), Université de Biskra, B.P. 145 R.P. 07000, Biskra, Algeria

Received 07 July 2014

Received in revised form 19 February 2015

Accepted 01 March 2015

Published online: 10 March 2015

Keywords

Air conditioning
Desiccant cooling
Sorption
Solar collectors
Saharan climate

Abstract: The increasing interest in the development of solar cooling technologies to their various economic and impressive environmental benefits, conducted us to study the feasibility of solar desiccant cooling systems in Algerian Sahara, particularly in the region of Biskra. Thus, we present in this paper, the results of an experimental investigation of solar flat plate collectors (FPCs) to test and estimate their heat regeneration capacity for solid desiccant cooling applications. The applicability of both Pennington and Dunkle cycles taking into account the effects of some parameters such as outdoor humidity and temperature and hot air temperature required to regenerate the desiccant wheel have been studied. From the psychrometric analysis, it was found that the Dunkle cycle is suitable in warm and semiarid climate. In addition, this study has allowed us to show that the temperature achieved by the flat plate solar air heaters in a large band of air flow rate can satisfy the energy needs for the dehumidification in desiccant cooling systems. Hot water produced by the solar water heaters and the stored one are in the operating temperature gap of the system (50-80 °C).

© 2015 The authors. Published by the Faculty of Sciences & Technology, University of Biskra. This is an open access article under the CC BY license (<http://creativecommons.org/licenses/by/3.0/>)

1. Introduction

Cooling is important in space conditioning of most buildings in warm climates. It is expensive, as is heating. Reduction in cooling loads through the use of solar energy will certainly be warranted. Solar air conditioning can be accomplished by three classes of systems: absorption cycles, desiccant cycles, and solar mechanical processes (Duffie 2013).

Many techniques were described for calculating the heat loss coefficient from the absorber of the solar flat-plate collector and the influences of emissivity of the absorber.

These techniques were presented for many applications such as drying, air conditioning and for producing drinking water from air using adsorbents driven by solar energy (Dieng and Wang 2001; Collie 1979; Majumdar 1998; Worek et al.).

It is important that the geography of this technology use begins to be well defined, and that a list of these system performances, mainly those of the best can be provided. For instance, that is relatively standard, first in various climatic and geographic sites and for Algeria. For example in very sunny sites (west) and relatively sunny at the end of autumn and at the beginning and mid winter (east), then in mountain sites (with once again, notable differences between east and west), high plateaus, and last, in Pre-Saharan and Saharan sites (Moummi et al. 2004).

Solar sorption heat pump and refrigeration devices are of significance to meet the needs for cooling requirements such as air-conditioning for example. They are also noiseless, non-corrosive and environmentally friendly. For these reasons the research activities in this sector are still increasing to solve the crucial points that make these systems not yet ready to compete with the well-known vapor compression system (Duffie 2013).

There are several kinds of sorption cooling systems which might be feasible for residential and industrial applications (Wang 2009):

1. Adsorption chiller using silica gel-water pair, powered by 60–85 °C hot water.
2. Absorption chiller using ammonia-water, could be generated by 80 °C hot water.
3. Absorption chiller using LiBr-water, with two-stage set-up which could be driven by 70-80 °C hot water (COP≈0.4), or one stage driven by 90 °C hot water (COP≈0.6).
4. Liquid desiccant (LiCl-water) cooling system driven with 50-80 °C hot water may have a cooling COP of about 0.6.
5. Solid desiccant cooling system (desiccant evaporative cooling, DEC) driven by hot air (50-80 °C) may reach a thermal COP of above 1.

A set of experimental results, related to the thermal performances of solar flat plate collectors (FPCs) and their applications, were carried out in our laboratories to enhance thermal performances of solar air heaters designed for drying and cooling applications

 Corresponding author. E-mail address: adnanelabeld@yahoo.fr ; a.labeled@univ-biskra.dz

Nomenclature			
A_c	Collector surface area, m^2	T_{fout}	Outlet temperature, $^{\circ}C$
C_p	Specific heat, $kJ/kg\ K$	T_{amb}	Ambient Temperature, $^{\circ}C$
RH	Relative humidity, %	U_L	Collector overall heat loss coefficient, $W/m^2\ K$
I_g	Global solar irradiance, W/m^2	Greek symbols	
L_c	Length of FPC, m	α_{abs}	Absorptance (dimensionless)
\dot{m}	Air mass flow rate, $kg\ s^{-1}$	β	Collector tilt (degrees) (dimensionless)
Q_u	Useful energy gain, W/m^2	τ_v	Transparent cover transmittance (dimensionless)
T	Temperature, $^{\circ}C$	η	Thermal efficiency (dimensionless)
T_{fin}	Inlet temperature, $^{\circ}C$		

(Moumami et al. 2010; Aoues et al. 2011; Labeled et al. 2009; Labeled et al. 2012a; Labeled et al. 2012b; Labeled et al. 2014). It is known that the setting up of a solar system, to satisfy a well-determined need in a given site, has to be done only after first having estimated the system productivity relative to the solar field actually available and then having an exact knowledge of the evolution of the climatic parameters (Moumami et al. 2010). This encouraged us to present here a research project aiming at the evaluation of the feasibility of solar-powered sorption cooling technology in Algerian Sahara climate.

This paper studies the feasibility of using a solar-powered solid desiccant system in Saharan climate with low generation temperatures ($50-80\ ^{\circ}C$). We complete this study by an experimental performance evaluation of the flat plate collectors which may be used, as an important part, in the open-cycle dehumidification-humidification process.

2. Climate and energy considerations

The geographical position of Algeria (latitude $< 36\ N$) means that the general climate which is spread out over a significant period of the year is hot and variable between wet and dry. This situation makes practically impossible to maintain the internal temperature of the buildings on a compatible level with human comfort. It is thus desirable to air-condition the building in the areas where the average daily temperature exceeds the threshold of comfort. This is the case of the four climatic zones of Algeria as shown on the figure 1 (Benhabiles 2008, Labeled et al. 2014).

The daily temperature during the hot sequences exceeds $30\ ^{\circ}C$ for the majority of the areas of the country (Benhabiles 2008). Biskra is located South-East of Algeria with a latitude of $34^{\circ}48'N$, a longitude of $5^{\circ}44'E$ and an altitude of 85m. The region of Biskra is situated in the zone D and characterized by a Saharan climate. The average daily temperature becomes unbearable in summer so that it exceeds the threshold of comfort (Table 1).

In Algerian Sahara, the most part of the electric power consumed in summer is used in the field of cooling of domestic, commercial and administrative buildings (Figure 2). Energy consumption patterns can be substantially reduced by energy conserving measures and/or by using solar cooling sorption systems, which have gained an increasing interest during latest years due to the rising demand for efficient energy use and higher comfort standards.

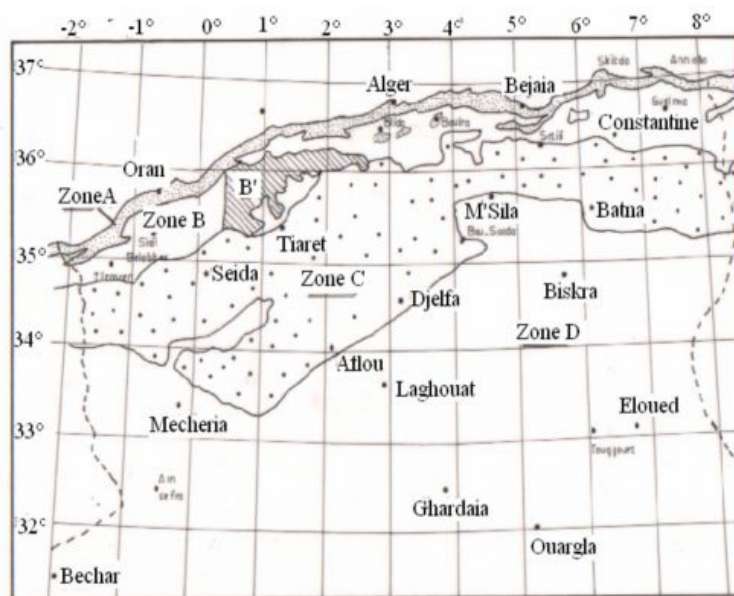
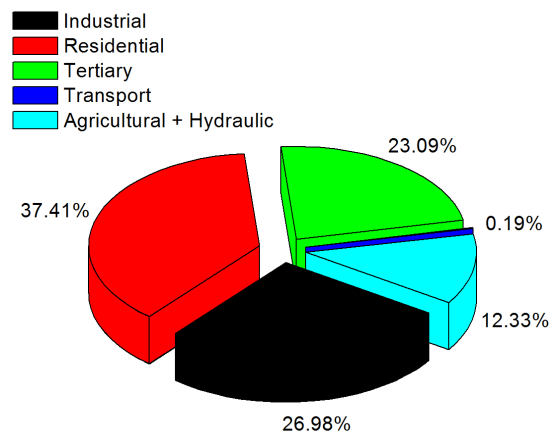


Fig.1. Climatic zones of Algeria (Benhabiles 2008).

Table 1. Summer basic conditions for different climatic zones in Algeria (Benhabiles 2008).

Climatic zones	Basic conditions in summer		
	Temperature (T_{amb})	Diurnal difference	Relative humidity (H_R)
Zone A			
< 500 m	34	9	44
500 – 1000 m	33.5	10	40
>1000 m	30.5	9	47
Zone B			
< 500 m	38	15	30
500 – 1000 m	37	15	28
>1000 m	35	14	28
Subfield B' : > 500 m	41	18	41
Zone C			
500 – 1000 m	39.5	20	18
>1000 m	36	18	22
Zone D			
< 500 m	45	20	11
500 – 1000 m	42	18	13
>1000 m	37.5	16	17

**Fig.2.** Electricity consumption by sector in Algeria 2005 (APRUE 2007).

Algeria is always looking for alternative energy sources; the government established the Commission for New Energy in 1982 to develop nuclear energy, solar energy, and other potential sources of power. Whereas solar power was proving to have considerable potential, particularly in desert locations, nuclear power may become a casualty of international concerns and allegations that it could be used for military purposes (APRUE 2007).

3. Applicability of SDC systems in Saharan climate

The components used in the construction of a solid desiccant cooling system include two slowly revolving wheels, heat exchangers, evaporative coolers and several other components between the two air streams from and to a conditioned space (Kim and Infante Ferreira 2008). Like all cooling systems, desiccant cooling air conditioning has some disadvantages due to the fact the apparatus is inconvenient in certain respects. the bulky volume of the machine, the intermittent and varying character of the operating conditions make the problems of cold compartment, the operating cost of solar water heater, energy storage and solar collector's acreage (Duffie 2013).

The working principle of a solid desiccant cooling system (Pennington cycle) is shown in Figure 3. In process air side, ambient air flows through the desiccant wheel in which the latent load is removed by the adsorption of desiccant material. Then a sensible heat exchanger is adopted in the system to remove the releasing adsorption heat and preheat regeneration air. Usually, an evaporative cooler is installed before process air is supplied to the conditioned room to adjust the temperature and humidity ratio of supply air (Wang et al. 2009). Simultaneously, in regeneration air side, return air from the conditioned space is cooled in an evaporative cooler and then flows through the heat exchanger to cool process air. Afterwards, regeneration air is heated up in the air heater to required temperature and used to regenerate the desiccant material (Wang et al. 2009).

We present in Figure 4 a graphical modeling of a solar solid desiccant cooling system (Pennington cycle). We have introduced the environmental conditions of a hot region as input data to simulate the climate of Biskra ($T_{amb}=40^{\circ}\text{C}$, $\text{RH}=30\%$).

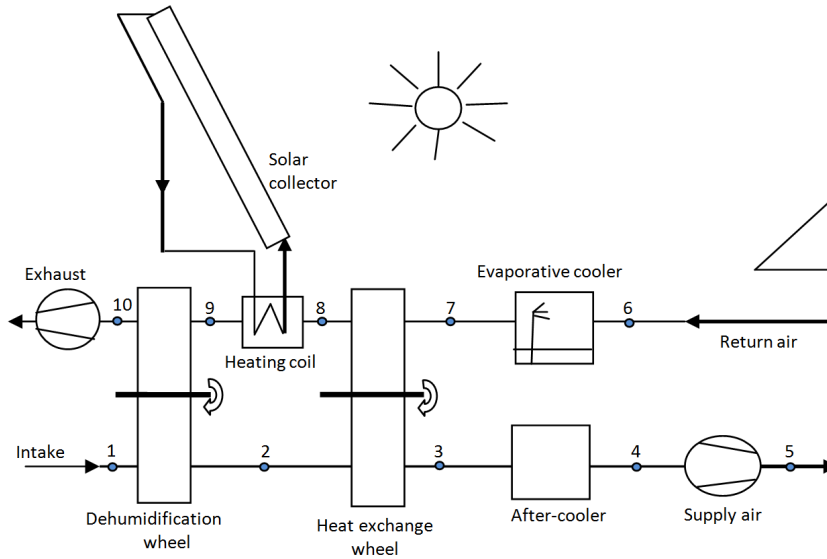


Fig.3. Schematic representation of Pennington cycle: A solid desiccant cooling system with solar collector (Pennington 1955, Kim and Infante Ferreira 2008).

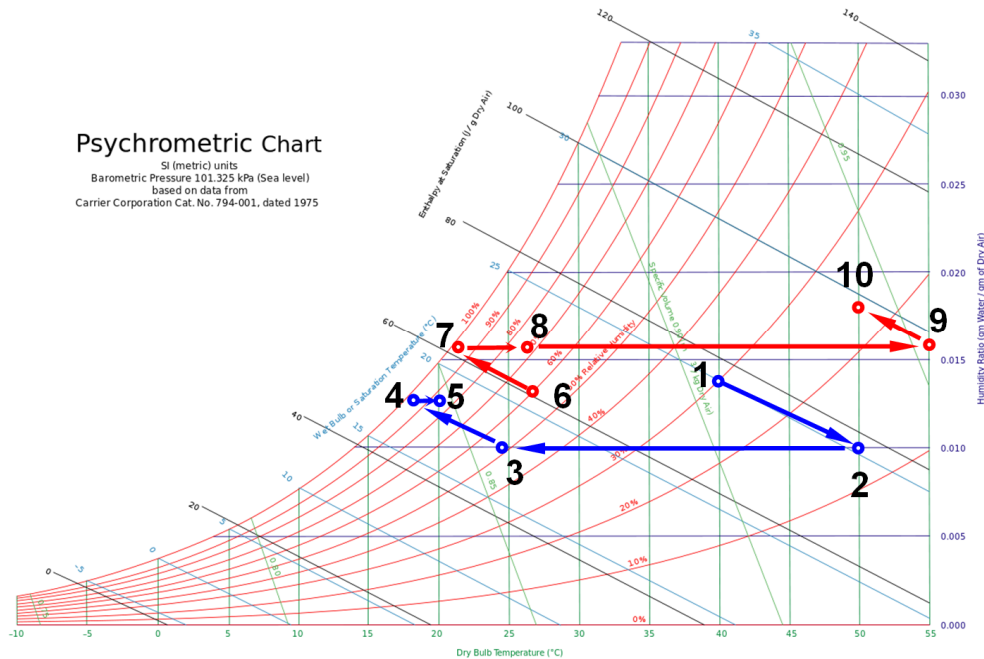


Fig.4. Processes on Psychrometric chart for Pennington cycle.

The initial conditions are chosen from meteorological data by calculating the summer average values of temperature and humidity (Table 2). The psychrometric chart for Pennington cycle shows that, air humidity in the building (point 5) is higher than the acceptable comfort conditions (ASHRAE 2013).

The Dunkle cycle, which has an additional sensible heat exchanger for improving the cycle performance, is presented in Figure 5. The working fluid of the system can be traced through the diagrams as follows: The return air from the space after having passed through an evaporative cooler (state 1) and heat exchanger (state 2) to give state 3, this air is dehumidified and heated to state 4 using a desiccant dehumidifier and is subsequently cooled by the second heat exchanger to state point 5, the cycle remainder is the same procedure as in Pennington cycle.

The psychrometric chart for Dunkle cycle is shown in Figure 6. The desiccant cooling system shows suitable blowing conditions in the building (point 7) when we introduce the same previous environmental conditions of a hot region as input data ($T_{amb}=40^{\circ}C$, $RH=30\%$). This proves that, up to these climate values (ambient temperature and humidity), the Dynkel system is applicable in the Saharan regions (Table 3). But beyond these values the applicability of Dynkel system becomes uncertain. The major problem, which generally can be an obstacle in the Sahara and particularly in the region of Biskra, is the applicability of these systems in summer in very hot days ($T_{amb} \gg 40^{\circ}C$).

Table 2. Characteristic values of different points of Pennington cycle extracted from the Psychrometric chart

Point	Temperature [°C]	Relative humidity [%]	absolute humidity [g _{water} /kg _{dry air}]	Specific enthalpy [kJ/kg _{dry air}]
1	40	30	14	76
2	50	13	10	76
3	24.5	52	10	50
4	18	98	12.5	50
5	20	85	12.5	52
6	27	60	13.5	61
7	21.5	98	15.8	61
8	26.5	72	15.8	67
9	55	17	15.8	96
10	50	23	17.8	96

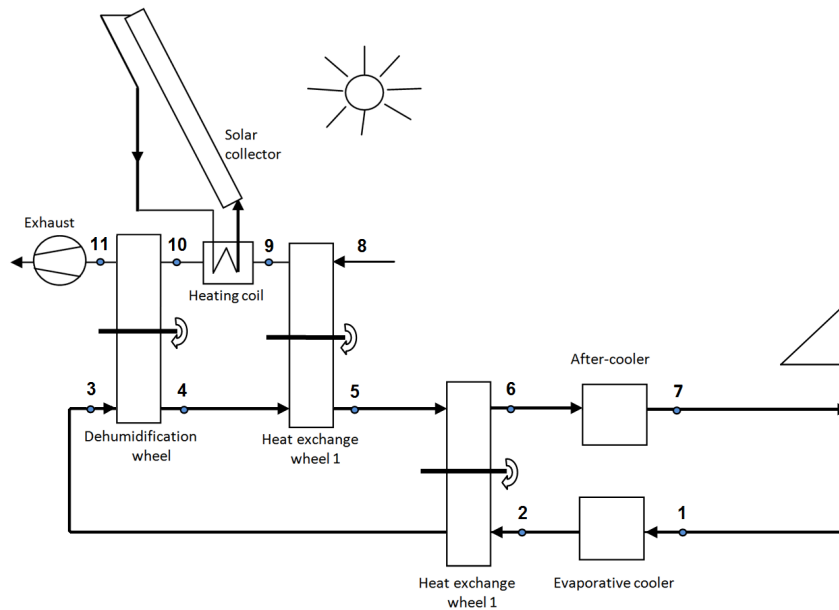


Fig. 5. A solid desiccant cooling system with solar collector (Dunkle 1965).

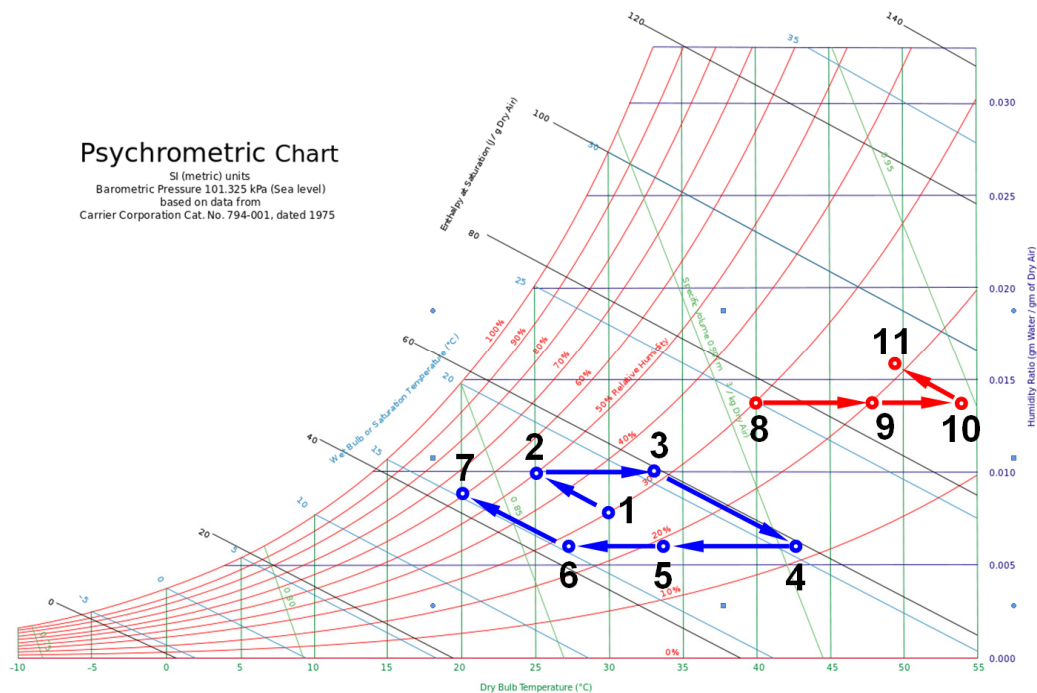


Fig. 6. Processes on Psychrometric chart for Dunkle cycle.

Table 3: Characteristic values of different points of Dunkle cycle extracted from the Psychrometric chart

Point	Temperature [°C]	Relative humidity [%]	absolute humidity [g _{water} /kg _{dry air}]	Specific enthalpy [kJ/kg _{dry air}]
1	30	30	8	50.5
2	25	50	10	50.5
3	33	32	10	58
4	43	12	6	58
5	34	18	6	49
6	27	28	6	43
7	20	60	8.9	43
8	40	30	14	76
9	48	20	14	84
10	54	15	14	90
11	49	21	16	90

4. FPCs and heat source needed

The most important feature of SDCs is its low regeneration temperature (50-80 °C). These temperature levels can be obtained easily through such collectors tested in the University of Biskra. In this section of the manuscript, we will concentrate our efforts on the study of the performances of FPCs as heat source for SDC systems.

4.1. Experimental setup, measuring and analysis

Two FPCs were tested in the University of Biskra under similar environmental conditions in 2009. The collectors were placed on a stand facing south at an inclination angle equal to the local latitude.

In both FPCs, the air outlet and inlet cross-sections are equipped by divergent channel duct (Figure 7), the test facility permit to vary the mass flow rate of the air. In summary, the above experimental setup was instrumented for the measurement of the solar radiation, wind velocity, pressure drop, temperature of the atmosphere air, inlet and outlet air temperatures, surface temperature of absorber plate and the air mass flow rate.

All the FPC components have the same size: thickness of the single cover glass (5mm), height of the air gap between the cover and the absorber plat (25 mm), height of the air duct (25 mm), dimensions of the absorber (1.96 m × 0.9 m with the thickness of 0.4 mm) and thickness of the rear insulation (40 mm). Therefore, the materials used in the fabrication of all FPCs components are the same. The absorbers were made of galvanized steel with non selective black coating. The heated air flows between the inner surface of the absorber plate and the back plate with, or without, obstacles. The rear insulation is provided by a polystyrene sheet (30mm of thickness), which is sandwiched between two plywood sheets.

The useful energy gain had been established as below (Duffie et al. 2013):

$$Q_u = \dot{m} \cdot cp(T_{f,out} - T_{f,in}) \quad (1)$$

$$Q_u = (\tau_v \alpha_{abs}) A_c I_G - U_L A_c (T_{abs} - T_{amb}) \quad (2)$$

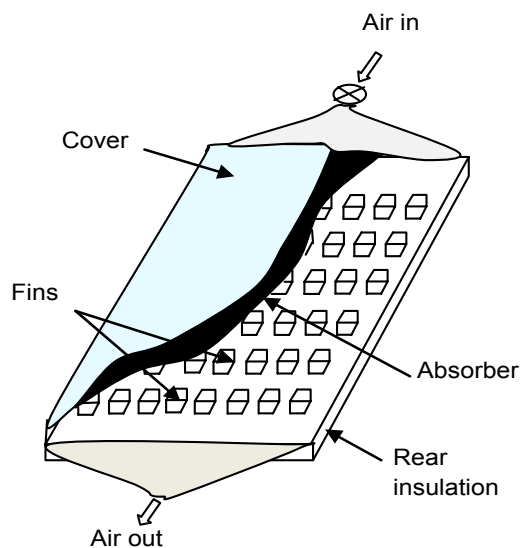


Fig.7. Experimental device (FPC).

The instantaneous collector efficiency relates the useful energy to the total radiation incident on the collector surface by Eq. (3):

$$\eta = \frac{Q_u}{A_c I_G} = \frac{\dot{m} c p (T_{f,out} - T_{f,in})}{A_c I_G} \tag{3}$$

Concerning the experimental tests of the solar flat plat water heaters, we have used industrial solar water heating of the type (CESTH200) and we have modified its thermostat so that the water temperature at the outlet of the collector exceeds 80 °C. For the storage of heated water we have used a plastic tank of 0.3m³ and 6 mm thickness, covered by a layer of local mud (20 mm).

4.2. Air heating

The basic method of measuring collector performance is to expose operating collector to solar radiation and to measure the fluid inlet and outlet temperature and the fluid flow rate addition, radiation on the collector, ambient temperature, and wind speed are also recorded. ASHRAE standard requires that, for the collector efficiency test, the solar insolation must be above 630 W/m² (Karim and Hawlader 2006). The variation of the efficiency (η) is studied as a function of variation in the air flow rate (Figure 8), and the improvements of thermal performances are important in relation to the FPC. It can be seen that the collector efficiency increases considerably with increasing air flow rate. Furthermore, the use of fin obstacles in the FPC channel duct increases the efficiencies of the collector; the efficiencies of the studied models are in decreasing order, respectively, as follows: i) with trapezoidal fins (model B) and ii) the FPC without obstacles (model N).

In Figure 9, we present the outlet temperatures of both FPCs compared to a referential temperature which is necessary for the functioning of solid desiccant cooling systems (50-80 °C). The average values of the outlet temperatures for both collector models recorded in different test days were presented. We can also observe that the temperatures achieved by the flat plate solar air heaters for different air flow rates can satisfy the energy needs for the dehumidification in the solid desiccant cooling systems (Figure 9).

Figure 10 presents the variation of the pressure drop and electrical power consumption as a function of variation of the air flow rate for both FPCs; with and without fins.

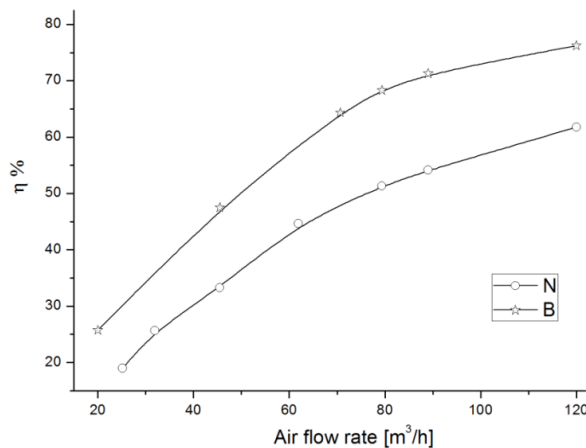


Fig.8. Variation of the FPC efficiencies, η , as a function of the air flow rate, \dot{m} , for different studied models (N, B-1 and B-2).

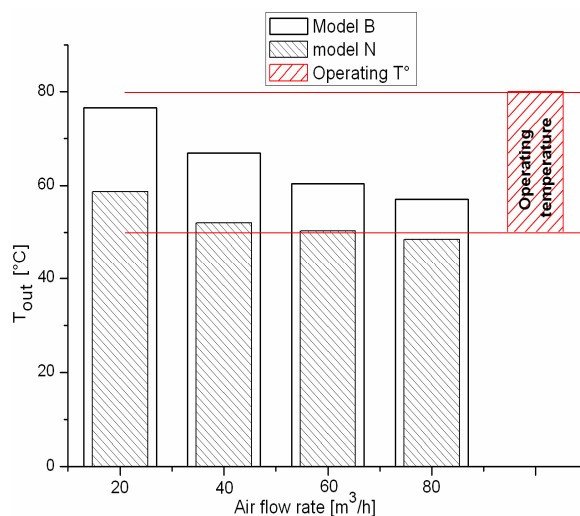


Fig.9. Average values of outlet temperatures for both collector models vs. the air flow rates (m³/h) for both FPCs.

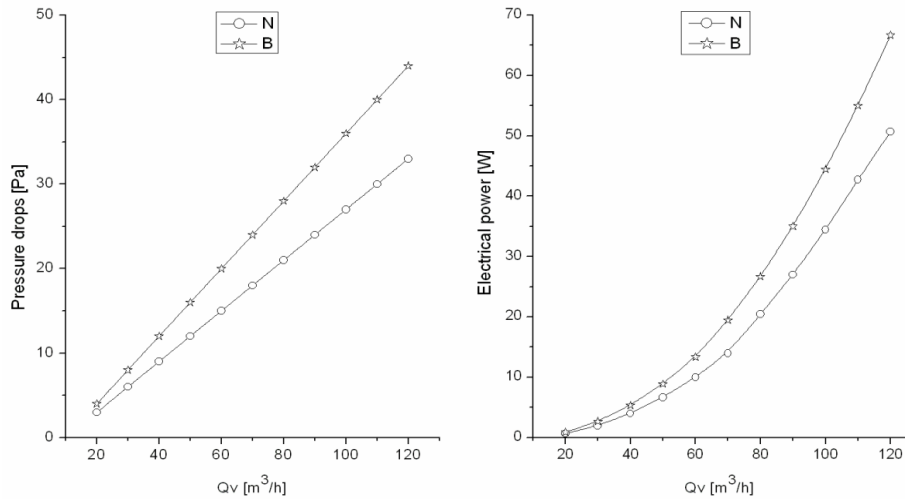


Fig. 10. Pressure drops (Pa) and electrical power consumption (W) vs. the air flow rate (m^3/h) for both FPCs.

The FPC with trapezoidal fins has a high degree of surface compactness, and substantial heat transfer enhancement is obtained. There is, of course, an associated increase in pressure drop due to increased friction and a form drag contribution from the finite thickness of the fins. They attain the values 12.5, 19 and 37.5 Pa for air flow rates of 40, 60 and 80 m^3/h , respectively.

The FPC without fins presents the low pressure drops. They attain the values 9, 15.5 and 22 Pa for air flow rates of 40, 60 and 80 m^3/h , respectively. These low values of the pressure drop results in lower fan electrical power consumption (Figure 10).

4.3. Water heating and storage

Most solar water heating installations are designed for use throughout the year. A solar collector used in a water heater will deliver more energy per unit area per year than a comparable installation will be used seasonally, such as winter space heating, summer air conditioning, or harvest time crop drying (Duffie 2013).

The system used in this part is industrial solar water heating (type CESTH200). Thus we have modified its thermostat to exceed 80 °C. The storage of hot water was assured by a plastic tank of 6 mm thickness and 0.3 m^3 volume, covered by a layer of local mud (2 cm). This mud is mixed with layers of Hay or Straw added to bind the mixture together. This mud was used in the past by Algerian people as building material for their thermal insulation characteristics. The hot water can be used in heating coil to heat air for many applications (Duffie 2013). For our case, we suggest the use of the hot water to heat the air which will be used as the wheel Dehumidifier.

Figure 11 presents the values of the produced hot water temperatures and the stored ones according to their produced quantities. The FPC water heater was tested in Biskra under similar environmental conditions (Jun 24-29, 2012). The stored water was also tested in the same period over 12 hours in the night. At the beginning of the storage process (18h00) the ambient temperatures was 40 ~ 42 °C, and it was 28~30 °C at the end of the storage tests (06h00). It is clear that the hot water temperatures achieved by the solar FPC and that of the stored water can satisfy the energy needs required to regenerate the desiccant wheel in the solid desiccant cooling systems (Figure 11).

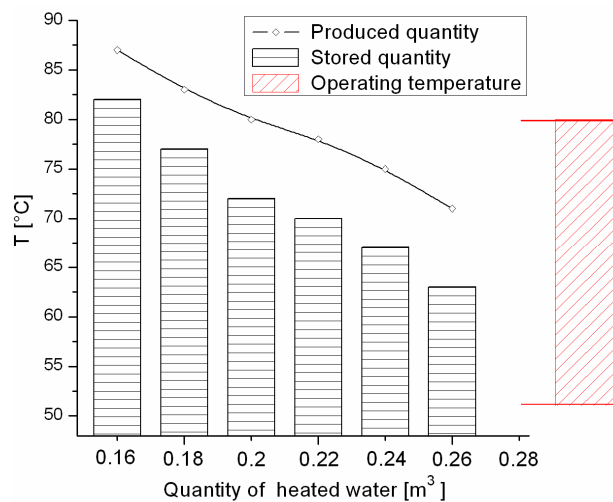


Fig. 11. Recorded values of the temperatures of the heated and stored water.

5. Conclusion

The use of solar energy in air conditioning systems in Algeria knows a remarkable development due to the high cost and the environmental problems caused by the intensive use of fossil fuels in conventional systems.

In this paper, we have studied the feasibility of a solar-powered solid desiccant system in Algerian Sahara, particularly in the region of Biskra, with low generation temperatures (50-80 °C). We have completed this study by an experimental performance evaluation of flat plate solar air heaters as an important component of the open-cycle dehumidification-humidification process.

For the tested climatic conditions ($T_{amb}=40$ °C, RH=30 %), we conclude that the air humidity in the building will be higher than the acceptable comfort conditions for the Pennington cycle. The solid desiccant cooling system can show a suitable blowing conditions in the building when we use the Dynkel model, for the same climatic conditions. The major problem, which generally can be an obstacle in the Sahara and particularly in the region of Biskra, is the applicability of the Dynkel model in summer in very hot days ($T_{amb} \gg 40$ °C), which will be the subject of our future research.

However, this study has also allowed us to show that, the temperature achieved by the solar FPCs in a large band of air flow rate can satisfy the energy needs for the dehumidification of desiccant wheel. Thus, the produced and the stored hot water are in the operating temperature gap of these systems (50-80 °C).

References

- Aoues, K., N. Moumami, M. Zellouf, A. Benchabane (2011) Thermal performance improvement of solar air flat plate collector. A theoretical analysis and an experimental study in Biskra, Algeria, *Ambient Energy* 2: 95–102.
- APRUE, Agence Nationale pour la Promotion et la Rationalisation de l'Utilisation de l'Energie, (2007) Consommation Energétique Finale de l'Algérie, Ministry of Energy and Mines (Algeria). www.aprue.org.dz/documents/consommation-energetique
- ASHRAE (2013) Thermal environmental conditions for human occupancy, ASHRAE Standard 55-2013, Atlanta, Georgia: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers.
- Benhabiles, A., B. Abbad, M. Berdja, A. Noui, S. Chikh, K. Daoud, L. Oufer (2008) Climatization solaire en Algérie, *Revue générale du froid et du conditionnement d'air*, 1085:22-26.
- Collier, R. K. (1979) The analysis and simulation of an open cycle absorption refrigeration system, *Solar energy* 23: 357- 366.
- Dieng, A.O., R.Z. Wang (2001) Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air-conditioning purposes and recent developments in solar technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5: 313–342.
- Duffie, J.A., W.A. Beckman (2013) *Solar Engineering of Thermal Processes: Fourth Edition*, New York, Wiley.
- Dunkle, R.V. (1965) A method of solar air conditioning. *Mechanical & chemical engineering transactions* 1: 73-78.
- Karim, M. A., M. N. A. Hawlader (2006) Performance investigation of flat plate, v-corrugated and finned air collectors, *Energy* 31(4): 452-470.
- Kim, D.S., C.A. Infante Ferreira (2008) Solar refrigeration options – a state-of-the-art review, *International Journal of Refrigeration* 31(1): 3–15.
- Labeled, A., N. Moumami, K. Aoues, M. Zellouf, A. Moumami (2009) Etude théorique et expérimentale des performances d'un capteur solaire plan à air muni d'une nouvelle forme de rugosité artificielle, *Revue des Energies Renouvelables* 12: 551-561.
- Labeled, A., N. Moumami, A. Benchabane (2012a) Experimental investigation of various designs of solar flat plate collectors: Application for the drying of green chili, *Journal of Renewable Sustainable Energy* 4:043116.
- Labeled, A., N. Moumami, A. Benchabane, K. Aoues, A. Moumami (2012b) Performance investigation of single- and double-pass solar air heaters through the use of various fin geometries, *Int. J. of Sustainable Energy* 31(6): 423-434.
- Labeled, A., H. Djemai, A. Aoues, N. Moumami (2014) Experimental investigation of solar flat plate collector for cooling applications in Algerian Sahara, 7th International Conference on Thermal Engineering: Theory and Applications, Marrakesh, Morocco May 6-8th 2014.
- Majumdar, P. (1998) Heat and mass transfer in composite desiccant pore structures for dehumidification, *Solar Energy* 62(1):1–10.
- Moumami, N., S. Youcef-Ali, A. Moumami, J. Y. Desmons (2004) Energy analysis of a solar air collector with rows of fins, *Renewable Energy* 29(13): 2053-2064.
- Moumami, N., A. Moumami, K. Aoues, C. Mahboub, S. Youcef Ali (2010) Systematic forecasts of solar collector's performance in various sites of different climates in Algeria, *International journal of sustainable energy* 29(3): 142-150.
- Pennington, N.A. (1955) Humidity changer for air-conditioning, patent, US 2700537 A.
- Wang, R.Z., T.S. Ge, C.J. Chen, Q. Ma, Z.Q. Xiong (2009) Solar sorption cooling systems for residential applications: Options and guidelines, *international journal of refrigeration* 32 :638–660.
- Worek, W.M., W. Zheng, J.Y. San (1991) Thermodynamic properties of adsorbed water on silica gel. Exergy losses in adiabatic sorption processes, *Journal of Thermophysics and Heat Transfer* 5(3):435-40.