

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 en Sciences

Spécialité : Génie Mécanique

Intitulé

**Contribution à l'étude des échangeurs de chaleur utilisés
dans les réfrigérateurs solaires à adsorption.**

Présentée par :

Mohamed Ali DJEBIRET

Soutenue publiquement le: 17/04/2019

Devant le jury composé de :

Dr. Nouredine Moummi
Dr. Adel Benchabane
Dr. Houcine Benmoussa
Dr. Adel Chine

Professeur
Professeur
Professeur
Maitre de Conférences 'A'

Président
Rapporteur
Examineur
Examineur

Université de Biskra
Université de Biskra
Université de Batna
Université de M'Sila

Cette thèse est dédiée à :

Ma mère, Mon père et Ma femme

pour leur patience pendant le temps

nécessaire à son achèvement. À mon frère, mes

Sœurs, ma tante Samira et tous les membres de ma grande famille.

À mon petit fils Mohamed Jawad.

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 et remerciement 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 tiens très sincèrement à remercier Monsieur Nouredine 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 à Monsieur Hocine BENMOUSSA, Professeur à l'Université de Batna et Adel CHINE, Maître de conférences « A » à l'Université de M'Sila d'avoir acceptés d'examiner ce travail.

Ensuite, je ne dois pas oublier de remercier tous mes collègues de l'équipe FCEEOR de l'Unité de développement des équipements solaires (UDES), Bou-Ismaïl, Tipaza.

Je tiens également à remercier spécialement mon frère Maamar OUALI pour ses idées stratégiques et son aide ce qui a permis d'obtenir des résultats de haute qualité.

Je tiens également à remercier mes collègues de travail, mes amis et mes frères Mahdi MOKRANE, Ali TETBIRT, Ferhat YAHYI et Djilali TASSALIT pour leur patience, leur bonne humeur, leur intérêt indéfectible pour mon travail, en fait qui a rendu notre espace de travail agréable.

Je n'oublie pas de remercier Monsieur Mahmoud BOUROUIS, Professeur à l'Université Rovira I Virgili de Tarragone, Spain pour ses conseils et directives dans cette thèse.

Enfin, je ne pourrais conclure ces remerciements sans exprimer ma gratitude à mes amis, Hakim OUANAS, Hatem HOUHOU, Adel ARBANE et Sid Ali GUERS.

TABLE DES MATIERES

REMERCIEMENTS	II
TABLE DES MATIERES.....	III
LISTE DES FIGURES	VII
LISTE DES TABLEAUX.....	XI
NOMENCLATURE.....	XII
RESUME.....	XIV
ABSTRACT	XV
المخلص.....	XVI
INTRODUCTION GENERALE	1
CHAPITRE 1 : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES SYSTEMES DE PRODUCTION DE FROID SOLAIRE.....	4
1 Techniques de production de froid solaire.....	4
1.1 Systèmes de production de froid solaire photovoltaïques (PV).....	6
1.2 Systèmes de production de froid solaire thermoélectriques.....	8
1.3 Systèmes de production de froid solaire Magnétiques	8
1.4 Systèmes de production de froid solaire thermomécaniques	9
1.5 Systèmes de production de froid solaire thermiques	11
1.5.1 Systèmes de sorption fermés	12
1.5.1.1 Production de froid solaire à absorption	12
1.5.1.2 Production de froid solaire à adsorption	18
1.5.2 Système de Sorption Ouvert.....	21
1.5.2.1 Système de dessiccation liquide	22
1.5.2.2 Système dessiccation solide.....	24

2	Discussion des différentes technologies de production de froid solaire abordable	25
3	Conclusion	27
4	Bibliographie	30

CHAPITRE 2 : ÉTAT DE L'ART SUR LA REFRIGERATION SOLAIRE À ADSORPTION **34**

1	Définition du phénomène d'adsorption.....	34
2	Type d'adsorption.....	35
2.1	Adsorption chimique (chimisorption)	35
2.2	Adsorption physique (physisorption)	35
3	Cycle de base de réfrigération solaire à adsorption	35
3.1	Principe de fonctionnement du cycle	35
3.1.1	Phase de chauffage.....	37
3.1.2	Phase de refroidissement	38
4	Sélection du couple solide/fluide pour la production de froid par adsorption	39
4.1	Choix du solide adsorbant.....	40
4.2	Choix du fluide adsorbat	40
4.3	Couples de travail.....	42
5	Résumé des systèmes d'adsorption solaire fonctionnant avec le cycle de base.	43
5.1	Charbon Actif - Méthanol.....	43
5.2	Charbon Actif- Ammoniac	47
5.3	Gel de silice- Eau	48
5.4	Zéolite- Eau	50
6	Conclusion	50
7	Bibliographie	52

CHAPITRE 3 : ESSAIS EXPERIMENTAUX SUR LE PROTOTYPE DE REFRIGERATEUR SOLAIRE A ADSORPTION **55**

1	Descriptif du prototype expérimental.....	55
1.1	L'adsorbeur	56
1.2	Condenseur	57

1.3	Évaporateur.....	57
2	Appareils utilisés et instruments de mesure	58
2.1	Mesure de la température	58
2.2	Mesure d'irradiation	59
2.3	Mesure de Pression.....	59
2.4	Vannes manuelles	60
2.5	Pompe à vide.....	60
3	Contrôles d'étanchéité et dégazage du Prototype expérimental	61
4	Protocol expérimental	61
4.1	Interventions manuelles appliquées au prototype de production de froid	62
5	Résultats expérimentaux et Discussions	63
5.1	Variation de température dans l'adsorbeur	64
5.2	Variation de pression dans l'adsorbeur	66
5.3	Variation de température dans le condenseur	66
5.4	Variation de température dans l'évaporateur	67
6	Conclusion	68
7	Bibliographie	69
 CHAPITRE 4 : ÉTUDE ET CARACTERISATION DU GENERATEUR TUBULAIRE		
	SOLAIRE	70
1	Conception et réalisation expérimentale du générateur tubulaire	70
1.1	Réalisation du réacteur	72
2	Protocol expérimental et caractérisation thermique du générateur	73
2.1	Protocol expérimental.....	74
2.2	Caractérisation thermique du générateur tubulaire.....	75
3	Modélisations et Simulations	83
3.1	Approche méthodique d'investigation	84
3.1.1	L'expérience.....	84
3.1.2	Calcul théorique.....	84
3.1.3	Calcul Numérique	85
3.2	Équations de Navier-Stokes	86
3.2.1	Formulation différentielle	86

3.2.2	Expression pour les écoulements de fluides compressibles.....	86
3.3	Méthodes de discrétisations.....	87
3.4	Codes de simulation numérique.....	88
3.5	Modes de transfert thermique.....	89
4	Modélisation par l'approche CFD.....	91
4.1	Phénomènes et hypothèses.....	92
4.2	Discrétisation et résolution.....	93
5	Resultats et Discussions.....	94
5.1	Validation du modèle.....	94
5.2	Résolution par fluent étude du transfert thermique.....	97
6	Conclusion.....	104
7	Bibliographie.....	106
CHAPITRE 5 : ÉVALUATION DES PERFORMANCES DE LA MACHINE		
FRIGORIFIQUE ET ÉTUDE PARAMETRIQUE.....		107
1	Démarche de calcul du coefficient de performance COP.....	107
2	Le code de calcul du coefficient de performance COP.....	110
2.1	Validation du code de calcul.....	110
2.2	Évaluation du COP du prototype expérimental.....	112
3	Étude paramétrique sur le prototype de réfrigérateur solaire à adsorption.....	114
3.1	Influence de la masse des parties métalliques de l'adsorbeur.....	114
3.2	Influence du matériau de construction de l'adsorbeur.....	115
3.3	Influence de la température de condensation.....	115
3.4	Influence de la température d'adsorption.....	117
3.5	Influence de la température d'évaporation.....	118
4	Conclusion.....	119
5	Bibliographie.....	121
CONCLUSION GENERALE.....		122

LISTE DES FIGURES

Fig. 1.1 :	Schéma d'un système de production de froid solaire thermique.	04
Fig. 1.2 :	Production d'énergie solaire photovoltaïque mondiale sur quatre décennies [(Solangi, Islam et al. 2011)].	06
Fig. 1.3 :	Schéma d'un système photovoltaïque autonome.	07
Fig. 1.4 :	Schéma du système de refroidissement thermoélectrique solaire[(Sarbu and Sebachievici 2013)].	08
Fig. 1.5 :	Disposition de l'éjecteur.	09
Fig. 1.6 :	Schéma du système de production de froid solaire à jet de vapeur.	09
Fig. 1.7 :	Schéma du système à absorption à simple effet.	14
Fig. 1.8 :	Un système d'absorption double effet LiBr/H ₂ O.	17
Fig. 1.9 :	Schéma d'une machine frigorifique solaire à adsorption [(Djebiret 2012)].	19
Fig. 1.10 :	Système de production de froid solaire à adsorption de deux lits [(Djebiret 2012)].	20
Fig. 1.11 :	Procédé de transfert d'humidité par dessiccant [(Sarbu and Sebachievici 2013)].	22
Fig. 1.12 :	Un système de production de froid par dessiccation liquide avec collecteur solaire [(Kim and Infante Ferreira 2008)].	23
Fig. 1.13 :	Un système de production de froid par dessiccation solide avec collecteur solaire [(Kim and Infante Ferreira 2008)].	24
Fig. 1.14 :	Performance et coût de divers systèmes solaires de production de froid [(Djebiret 2012)].	26
Fig. 2.1 :	Schéma phénomène adsorption [(Chekirou 2008)].	34
Fig. 2.2 :	Principaux composants d'un dispositif de refroidissement par adsorption solaire.	37
Fig. 2.3 :	Cycle d'adsorption de base (diagramme de Clapeyron).	37
Fig. 2.4 :	Phase de chauffage.	38
Fig. 2.5 :	Phase de refroidissement.	39
Fig. 2.6 :	Réfrigérateur solaire à adsorption avec clapets de ventilation [(Buchter, Dind et al. 2003)].	45
Fig. 2.7 :	Schéma du prototype de production de froid solaire à adsorption[(Gonzalez and Rodriguez 2007)].	46
Fig. 2.8 :	Réfrigérateur solaire testé au Brésil: (a) l'étape de régénération et (b) l'étape de réfrigération [(Leite, Grilo et al. 2007)].	47
Fig. 2.9 :	Réfrigérateur solaire avec le couple de travail gel de silice-eau [(Mayor and Dind 2002)].	48

Fig. 2.10 : Réfrigérateur solaire construit au Portugal schéma et photo [(Brites 2013)].	50
Fig. 3.1 : Dispositif expérimental du pilote de la machine à adsorption.	55
Fig. 3.2 : L'adsorbeur du prototype de production de froid.	56
Fig. 3.3 : Condenseur à air exploité dans le prototype de production de froid solaire à adsorption.	57
Fig. 3.4 : Évaporateur utilisé dans l'installation frigorifique.	58
Fig. 3.5 : Photo du Data logger Hydra (Fluke).	59
Fig. 3.6 : Photo de l'instrument de mesure de radiation.	59
Fig. 3.7 : Photo du capteur de basse pression (REFCO).	60
Fig. 3.8 : Photo de la vanne manuelle.	60
Fig. 3.9 : Photo de la pompe à vide.	61
Fig. 3.10 : L'emplacement des vannes et les thermocouples dans le prototype expérimental.	62
Fig. 3.11 : La température ambiante pour les conditions opérationnelles du prototype pour les deux irradiances 800 et 1020 W/m ² .	64
Fig. 3.12 : Distribution de la température dans l'adsorbeur pour l'irradiation 800 W/m ² .	65
Fig. 3.13 : Distribution de la température dans l'adsorbeur pour l'irradiation 1020 W/m ² .	66
Fig. 3.14 : Variation temporelle de la pression dans l'adsorbeur pour 1020 W/m ² et 800 W/m ² .	67
Fig. 3.15 : Développement de la température de condensation dans le condenseur pour l'irradiation 1020 W/m ² et 800 W/m ² .	68
Fig. 3.16 : Illustre le changement de la température au fonction du temps dans l'évaporateur.	69
Fig. 4.1 : Vue sur le boîtier et ces dimensions.	71
Fig. 4.2 : Volet de refroidissement.	72
Fig. 4.3 : Schéma de réacteur solaire.	72
Fig. 4.4 : Schéma de collecteur de l'adsorbat.	72
Fig. 4.5 : Pièces essentielles pour la réalisation du réacteur.	73
Fig. 4.6 : L'assemblage du réacteur.	74
Fig. 4.7 : Emplacement des thermocouples dans différents points du générateur tubulaire.	75
Fig. 4.8 : Température ambiante sous la lampe halogène 1000 W.	76
Fig. 4.9 : Température de la surface extérieur des tubes à l'irradiation 1000 W/m ² .	77
Fig. 4.10 : Température de la surface extérieur des tubes à l'irradiation 820 W/m ² .	77
Fig. 4.11 : Température de la surface extérieur des tubes à l'irradiation 650 W/m ² .	78
Fig. 4.12 : Comparaison entre les courbes de la température du point de mesure T ₂ pour l'irradiation 1000, 820 et 650 W/m ² .	78
Fig. 4.13 : Température de l'air à l'intérieur du générateur à l'irradiation 1000 W/m ² .	79
Fig. 4.14 : Température de l'air à l'intérieur du générateur à l'irradiation 820 W/m ² .	79
Fig. 4.15 : Température de l'air à l'intérieur du générateur à l'irradiation 650 W/m ² .	80
Fig. 4.16 : Température de la surface extérieur des tubes à l'irradiation 1000 W/m ² et une	81

	convection forcée à l'intérieur du générateur.	
Fig. 4.17 :	Température de la surface extérieur des tubes à l'irradiation 820 W/m ² et une convection forcée à l'intérieur du générateur.	81
Fig. 4.18 :	Température de la surface extérieur des tubes à l'irradiation 650 W/m ² et une convection forcée à l'intérieur du générateur.	82
Fig. 4.19 :	Température de l'air à l'intérieur du générateur à l'irradiation 1000 W/m ² et convection forcée.	82
Fig. 4.20 :	Température de l'air à l'intérieur du générateur à l'irradiation 820 W/m ² (convection forcée).	83
Fig. 4.21 :	Température de l'air à l'intérieur du générateur à l'irradiation 650 W/m ² et convection forcée.	83
Fig. 4.22 :	Comparaison entre le cas sans et avec ventilation pour le point de mesure T ₂ .	84
Fig. 4.23 :	Principe du calcul théorique.	85
Fig. 4.24 :	Transfert thermique par convection entre la paroi chaude et le fluide froide [(Popa 2002)].	91
Fig. 4.25 :	Générateur tubulaire d'un système de production de froid solaire à adsorption : (A) modèle physique ; (B) modèle de calcul numérique.	93
Fig. 4.26 :	Maillage pour le générateur tubulaire étudié.	94
Fig. 4.27 :	Validation des résultats numérique par les résultats expérimentaux pour le point de mesure T ₂ .	96
Fig. 4.28 :	Validation des résultats numérique par les résultats expérimentaux pour le point de mesure T ₅ .	96
Fig. 4.29 :	Validation des résultats numérique par les résultats expérimentaux pour le point de mesure T ₄ .	97
Fig. 4.30 :	Validation des résultats numérique par les résultats expérimentaux pour le point de mesure T ₇ .	97
Fig. 4.31 :	Validation des résultats numérique par les résultats expérimentaux pour le point de mesure T ₃ .	98
Fig. 4.32 :	Les lignes tracées sur le plan (XY).	99
Fig. 4.33 :	Distribution de la température dans le générateur tubulaire d'un système de production de froid solaire à adsorption en régime transitoire.	99
Fig. 4.34 :	Évolution de la température à travers les lignes d'une coupe sur l'axe X.	101
Fig. 4.35 :	Évolution de la température à travers les lignes d'une coupe sur l'axe Y.	102
Fig. 4.36 :	Évolution de la répartition de la température dans le temps sur l'axe X pour les lignes 1, 3 et 5.	104
Fig. 4.37 :	Évolution de la répartition de la température dans le temps sur l'axe Y pour les lignes 7, 9 et 11.	105
Fig. 5.1 :	Organigramme algorithmique du code de calcul sous Matlab du COP _{th} , COP _s .	112

Fig. 5.2 :	Comparaison entre les valeurs calculé par notre model et ceux de Passos, Meunier et al. (1986) du COP _{th} pour le couple Charbon actif AC – 35/ Méthanol.	112
Fig. 5.3 :	Influence de la partie métallique de l'adsorbeur sur le COP _{th} .	115
Fig. 5.4 :	Influence de matériau de construction du générateur sur le COP _{th} .	116
Fig. 5.5 :	Influence de la température de condensation sur le coefficient de performance thermique COP _{th} .	117
Fig. 5.6 :	Influence de la température de condensation sur la quantité de froid produite à l'évaporateur Q _f .	117
Fig. 5.7 :	Influence de la température d'adsorption sur le coefficient de performance COP _{th} .	118
Fig. 5.8 :	Influence de la température d'adsorption sur la quantité de froid produite Q _f .	118
Fig. 5.9 :	Influence de la température d'évaporation sur le coefficient de performance COP _{th} .	119
Fig. 5.10 :	Influence de la température d'évaporation sur la quantité de froid produite Q _f .	120

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 : Étapes et options dans les techniques de production de froid solaire.	05
Tableau 1.2 : Performances des différents fluides de travail utilisés dans les systèmes d'éjection de vapeur solaire [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].	10
Tableau 1.3 : Performances typiques des cycles d'absorption [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].	13
Tableau 1.4 : Résumé des systèmes d'adsorption solaire fonctionnant avec le cycle de base.	21
Tableau 1.5 : Vue d'ensemble des systèmes de production de froid basé sur l'énergie solaire [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].	26
Tableau 2.1 : Principales caractéristiques physiques des adsorbants [(Erroungani 2007)].	40
Tableau 2.2 : Propriétés thermodynamiques de l'eau, de l'ammoniac et du méthanol [(Baysinger, Berger et al. 2004)].	42
Tableau 3.1 : Caractéristiques techniques du dispositif expérimental.	56
Tableau 4.1 : Avantages et inconvénients de l'approche méthodique d'investigation.	86
Tableau 4.2 : Avantages et inconvénients des Méthodes de discrétisations.	89
Tableau 4.3 : Erreur relative en pourcentage pour les résultats numérique CFD obtenue.	98
Tableau 5.1 : Différentes températures obtenues pendant le fonctionnement du prototype.	113
Tableau 5.2 : Température de régénération avec l'évaluation du COP_s et COP_{th} calculé.	113
Tableau 5.3 : Comparaison des résultats obtenus du dispositif avec d'autres travaux.	114

NOMENCLATURE

<i>Symbole</i>	<i>Description</i>	<i>Unité</i>
COP :	Coefficient de performance.	[/]
COP _r :	Coefficient de performance réel.	[/]
COP _{th} :	Coefficient de performance thermodynamique.	[/]
COP _s :	Coefficient de performance solaire.	[/]
E _u :	Énergie utilisable de froid.	[Btu]
E _c :	Énergie consommée Par le système.	[kWh]
Q _f :	Froid produit à l'évaporateur.	[kJ/kg]
Q _g :	Somme des chaleurs sensible des éléments du système plus la quantité de chaleur de désorption.	[kJ/kg]
Q ₁ :	Chaleur sensible de l'adsorbant.	[kJ/kg]
Q ₂ :	Chaleur sensible des parties métalliques.	[kJ/kg]
Q ₃ :	Chaleur sensible de l'adsorbat.	[kJ/kg]
Q _{des} :	Chaleur de désorption.	[kJ/kg]
Q _t :	Énergie solaire quotidienne recueillie sur la surface de captation.	[kJ]
Δm :	masse cyclée de l'adsorbat	[kg]
L _e (T) :	Chaleur latente d'évaporation.	[kJ/kg]
C _{pl} (T) :	Chaleur spécifique de l'adsorbat.	[J/kg. K]
W ₀ :	volume maximal adsorbable.	[l/kg]
D :	Constante caractérise le couple adsorbant/adsorbat.	[/]
n :	Reflète l'hétérogénéité du solide.	[/]
C _{P_{AC-35}} :	Chaleur spécifique de l'adsorbant.	[J/kg. K]
M _{métal} :	Masse des parties métalliques de l'adsorbent.	[kg]
M _a :	Masse de l'adsorbant solide	[kg]
C _{Pmétal} :	Chaleur spécifique des parties métalliques de l'adsorbent.	[J/kg. K]
M(T) :	Masse de l'adsorbat en fonction de la température.	[kg]
T _a :	Température d'adsorption.	[°C]
T _c :	Température de condensation.	[°C]
T _g :	Température de régénération.	[°C]
T _e :	Température d'évaporation.	[°C]
T _{des} :	Température de désorption.	[°C]
P _s (T) :	Pression de saturation en fonction de la température.	[bar]
ρ _l (T) :	Masse volumique de l'adsorbat en fonction de la température.	[kg/m ³]

P_e :	Pression d'évaporation.	[bar]
P_c :	Pression de condensation.	[bar]
ΔH :	Chaleur latente de désorption.	[kJ/kg]
t :	Temps	[s]
ρ :	Masse volumique du fluide.	[kg/m ³]
\vec{u} :	Vitesse eulérienne d'une particule fluide.	[m.s ⁻¹]
p :	Pression.	[Pa]
$\vec{\tau}$:	Tenseur des contraintes visqueuses.	[Pa]
\vec{f} :	La résultante des forces massiques s'exerçant dans le fluide.	[N.kg ⁻¹]
e :	energie total par unite de masse.	[J.kg ⁻¹]
\vec{q} :	Flux de chaleur perdu par conduction thermique.	[J.m ² .s ⁻¹]
r :	Perte de chaleur volumique due au reynonnement.	[J.m ⁻³ .s ⁻¹]
λ :	Coefficient de conductivité thermique.	[W/m.K]
h_c :	Coeffecient de convection.	[W/m ² .K]

RESUME

Cette thèse de doctorat présente une étude expérimentale et numérique sur un premier prototype de réfrigérateur solaire à adsorption. Le prototype est réalisé préalablement par l'équipe du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable FCEEOR au sien de l'unité de développement des équipements solaires UDES de Bou-Ismaïl (Algérie). Le prototype, testé auparavant, a montré un fonctionnement très limité ne dépassant pas deux cycles ou plus. La thèse de doctorat a comme objectif de valoriser les résultats expérimentaux obtenus par l'équipe FCEEOR de l'UDES sur ce prototype, en l'occurrence (i) la réalisation d'une étude expérimentale et numérique pour l'amélioration de la conception et de la réalisation du générateur tubulaire du prototype ; (ii) L'évaluation des performances du prototype en utilisant un code Matlab et en se basant sur les résultats expérimentaux obtenus au laboratoire sous une source artificielle de type lampe halogène et (iii) La réalisation d'une étude paramétrique pour mieux comprendre le fonctionnement du système. Pour l'amélioration de la conception et de la réalisation du générateur tubulaire de ce prototype, une étude thermique expérimentale a été réalisée à l'intérieur du laboratoire. Par la suite, une étude numérique CFD (Computational fluid Dynamics), validée avec les résultats expérimentaux obtenus dans le cadre de cette thèse. Le but est d'obtenir une évolution plus générale de la répartition de la température dans le générateur tubulaire. Afin de mieux comprendre le fonctionnement du prototype du réfrigérateur solaire à adsorption, une étude numérique paramétrique a été réalisée en développant un code de calcul Matlab. Ce code est validé avec des résultats expérimentaux obtenus de la littérature. Il a été conclu que les paramètres influençant les performances du prototype du réfrigérateur solaire à adsorption sont : le matériau de construction et le poids de la partie métallique du générateur tubulaire ; ainsi que les températures de fonctionnement du cycle frigorifique (températures de condensation, d'adsorption, et de régénération). Comme perspectives, il a été recommandé l'amélioration de la conception géométrique du condenseur et du générateur. Nous pensons que le prototype expérimental de production de froid solaire en réalisation au niveau de l'université de Biskra peut contribuer à la maîtrise des techniques de conception et de réalisation de soudage et de création de vide afin de faire de cette installation un succès.

Mot clés : Réfrigérateur solaire, Froid, Adsorption, Générateur Tubulaire, Prototype.

ABSTRACT

This thesis presents an experimental and numerical study on a first prototype of adsorption solar refrigerator. The prototype is made beforehand by the FCEEOR team at the Development Unit of the Solar Equipment, UDES, in Bou Ismail (Algeria). The prototype, tested previously, showed a very limited continuous operation not exceeding two or more cycles. This work aims to valorize the experimental results obtained by the FCEEOR team on the prototype, namely: (i) The realization of an experimental and numerical study to improve the design and the realization of the tubular generator of the prototype; (ii) The performance evaluation of the prototype using a developed Matlab code and based on the experimental results obtained in the laboratory under an artificial halogen-type source and (iii) The realization of a parametric study to understand the functioning of the system. To improve the design and realization of the tubular generator of this prototype, an experimental thermal study inside the laboratory was realized. Followed by a CFD (Computational Fluid Dynamics) study, validated with the experimental results obtained in the framework of this thesis. The goal of this CFD study is to obtain the temperature distribution evolution in the tubular generator. In order to understand the prototype operation of the adsorption solar refrigerator, a parametric numerical study was carried out by the development of a Matlab code. This code is validated with experimental work obtained from the literature. It was concluded that the parameters influencing the performance of the adsorption solar refrigerator prototype are: the building material and the metal part weight of the tubular generator; as well as the operating temperatures of the refrigerating cycle (condensation, adsorption, and regeneration temperatures). As prospects, it has been recommended to improve the geometrical design of the condenser and the generator. We believe that the experimental prototype of adsorption solar refrigerator in realization at the University of Biskra can contribute to the improvement of the design and realization techniques of welding and creation of vacuum in order to make this installation a success.

Keywords: Solar refrigerator, Cooling, Adsorption, Tubular Generator, Prototype.

المساهمة في دراسة المبادلات الحرارية المستخدمة في ثلاجات الامتزاز الشمسي

الملخص

تقدم هذه الأطروحة دراسة تجريبية وعددية لأول نموذج تجريبي لثلاجة تعمل بالامتزاز الشمسي. تم إنجاز هذا النموذج مسبقا من قبل فريق التبريد والتكييف بالطاقة الكهربائية المتجددة التابع لوحدة تطوير الأجهزة الشمسية ببوإسماعيل. أظهر هذا النموذج التجريبي، الذي تم اختباره من قبل هذا الفريق، اشتغال محدود لم يتجاوز عدة دورات. تلخص أهداف هذه الأطروحة في تبيين النتائج التجريبية التي تحصل عليها فريق البحث خلال اختبار النموذج التجريبي لثلاجة الامتزاز الشمسي وذلك من خلال: (1) القيام بدراسة تجريبية وعددية لتحسين تصميم و إنجاز النموذج الجديد للمولد الأنبوبي الذي يعمل بالامتزاز؛ (2) تقييم أداء نموذج ثلاجة الامتزاز الشمسي استنادا إلى النتائج التجريبية التي تم الحصول عليها في المختبر و ذلك باستخدام برنامج حساب ماتلاب (3) القيام بدراسة عددية خاصة بالعوامل المؤثرة على مردود نظام التبريد. لتحسين تصميم وإنجاز المولد الأنبوبي الخاص بثلاجة الامتزاز الشمسي، تم القيام بدراسة تجريبية داخل المختبر وذلك لفهم الانتقال الحراري بداخل علب المولد الأنبوبي. كما تم القيام بدراسة عددية (باستخدام برنامج عددي لديناميكا الموائع) ومقارنتها مع النتائج التجريبية التي تم الحصول عليها. حيث مكنت هذه الدراسة العددية من الحصول على توزيع درجة الحرارة داخل علب المولد الأنبوبي وذلك على السطح الخارجي للأنابيب و الهواء المحيط بها. من أجل فهم مراحل عمل نموذج ثلاجة الامتزاز الشمسي، أجريت دراسة عددية، باستعمال برنامج ماتلاب، حول عدة عوامل مؤثرة في مردود عمل النموذج. بعد التحقق من صحة هذا البرنامج بمقارنته مع عمل تجريبي آخر، تبين أن العوامل التي تؤثر على أداء نموذج الثلاجة هي: نوعية مواد التصنيع، وزن الجزء المعدني للمولد الأنبوبي و كذلك درجات حرارة التشغيل (درجة حرارة التكتيف، الامتصاص والتسخين). لتحسين التصميم الهندسي للمولد الأنبوبي و جعله ناجحا، يوصى بإتقان تقنيات التلحيم وخلق الفراغ في جميع أجزاء النموذج.

الكلمات المفتاحية: ثلاجة شمسية، برد، الامتزاز، المولد الأنبوبي، نموذج

INTRODUCTION GENERALE

La sécurité énergétique est la capacité d'un pays à fournir les ressources énergétiques nécessaires pour assurer son bien-être. En effet, la croissance économique, le progrès technologique et la quantité d'énergie disponible reflètent la qualité de vie de chaque pays. Trois facteurs essentiels, en l'occurrence l'économie, la population et la consommation d'énergie par habitant provoquent l'augmentation de la demande d'énergie au cours des dernières décennies faisant de l'énergie fiable l'un des énormes défis du 21^{ème} siècle [(Hassan and Mohamad 2012)]. A titre d'exemple, la stratégie européenne de réduction de la dépendance énergétique repose sur deux objectifs : la diversification des différentes sources d'approvisionnement et les politiques de contrôle de la consommation. La clé de la diversification est les sources d'énergie renouvelables (SER), car elles ont un potentiel significatif pour contribuer au développement durable [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].

Ces dernières années, les scientifiques ont de plus en plus accordé une plus grande attention à l'énergie solaire. Il existe une demande soudaine de l'utilisation de l'énergie solaire pour diverses applications telles que le chauffage d'eau, le chauffage / refroidissement des bâtiments, la production d'électricité et la réfrigération [(Sarbu and Sebarchievici 2013)]. Ainsi, de nombreux pays ont été confrontés à des difficultés dans le domaine des systèmes de réfrigération. Plus précisément, la demande de climatisation pour les bâtiments commerciaux et résidentiels pendant l'été est toujours croissante [(Kalkan, Young et al. 2012)]. Il y'a un manque d'électricité et de stockage dans les pays en développement pour s'adapter à des systèmes de consommation énergétique élevée tels que la réfrigération et le refroidissement.

Ce travail de thèse présente une étude expérimentale et numérique d'un prototype de réfrigérateur solaire à adsorption. Le prototype a été réalisé préalablement par l'équipe du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable FCEEOR au sein de l'unité de développement des équipements solaires UDES de Bou-Ismaïl. Le prototype, testé préalablement, a montré un fonctionnement très limité ne dépassant pas deux cycles ou plus. La thèse de doctorat a comme objectif la valorisation des résultats expérimentaux obtenus par l'équipe de l'UDES sur le prototype cité, en l'occurrence (i) la réalisation d'une étude expérimentale et numérique pour l'amélioration de la conception et de la réalisation du générateur tubulaire du prototype ; (ii) L'évaluation des performances du prototype en développant un code Matlab et en se basant sur les résultats expérimentaux

obtenus au laboratoire sous une source artificielle de type lampe halogène et (iii) La réalisation d'une étude paramétrique pour mieux comprendre le fonctionnement du système.

Le manuscrit est subdivisé en cinq chapitres suivi par une conclusion générale :

Le premier chapitre présente une revue bibliographique descriptive des différents systèmes disponibles pour produire le froid solaire. Ce travail de synthèse bibliographique a comme objectif la comparaison entre les performances et les coûts d'investissement des différentes technologies et de sélectionner la technologie qui semble être meilleure.

Le deuxième chapitre présente une synthèse de la littérature sur les technologies de réfrigération solaire à adsorption. Les aspects thermodynamiques des machines à adsorption sont exposés. Les couples de travail, adsorbat-adsorbant, les plus utilisées sont également décrits en présentant chaque fois les exigences spécifiques, les avantages et les inconvénients de chaque couple.

Le troisième chapitre est consacré aux essais expérimentaux réalisés sur le prototype de réfrigérateur solaire à adsorption, réalisé à l'équipe FCEEOR de Bou-Ismaïl.

Le quatrième chapitre s'intéresse exclusivement à l'étude et la caractérisation du générateur tubulaire, l'élément essentiel dans le réfrigérateur solaire à adsorption. Après la présentation de la conception et la réalisation expérimentale du générateur tubulaire, le protocole expérimental et la caractérisation thermique de cet élément sont détaillés. A la fin du chapitre, une étude numérique est présentée en proposant un code de calcul CFD (Fluent) pour obtenir les paramètres physiques liées à l'écoulement, notamment le champ de température.

Le cinquième chapitre présente une étude numérique en développant un code de calcul Matlab validé avec des travaux de la littérature. Le but est d'évaluer les performances du prototype expérimental afin de les comparer avec des résultats de la littérature. Ce code de calcul a permis de conduire une étude paramétrique sur le fonctionnement du prototype. Cette partie de la thèse est valorisée par une publication dans un journal scientifique et des communications.

La conclusion générale présente une récapitulation des conclusions établies de la présente étude. Nous donnerons notamment nos propres recommandations et présenterons les perspectives envisagées.

Bibliographie

- Abu Hamdeh, N. H. and M. A. Al-Muhtaseb (2010) Optimization of solar adsorption refrigeration system using experimental and statistical techniques, *Energy Conversion and Management*, 51, (8), 1610-1615.
- Anisur, M. R., M. H. Mahfuz, et al. (2013) Curbing global warming with phase change materials for energy storage, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 18, 23-30.
- Belgaid, B. (2011) Building thermal performance in Saharan climate. *International Journal of Energy and Environment*, 2, (2), 261-266.
- Choudhury, B., P. K. Chatterjee, et al. (2010) Review paper on solar-powered air-conditioning through adsorption route, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14, (8), 2189-2195.
- Colesca, S. E. and C. N. Ciocoiu (2013) An overview of the Romanian renewable energy sector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 149-158.
- Hassan, H. Z. and A. A. Mohamad (2012) A review on solar-powered closed physisorption cooling systems, *Renewable and Sustainable Energy*, 16, (5), 2516-2538.
- Hassan, H. Z., A. A. Mohamad, et al. (2012) Development of a continuously operating solar-driven adsorption cooling system: Thermodynamic analysis and parametric study, *Applied Thermal Engineering*, 48, 332-341.
- Kalkan, N., E. A. Young, et al. (2012) Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, (8), 6352-6383.
- Lucas, T. and A. L. Raoult-Wack (1998) Immersion chilling and freezing in aqueous refrigerating media: review and future trends: Réfrigération et congélation par immersion dans des milieux réfrigérants: revue et tendances futures, *International Journal of Refrigeration*, 21, (6), 419-429.
- Sarbu, I. and C. Sebarchievici (2013) Review of solar refrigeration and cooling systems, *Energy and Buildings*, 67, 286-297.
- Streimikiene, D., J. Burneikis, et al. (2005) Review of renewable energy use in Lithuania, *Renewable and Sustainable Energy*, 9, (1), 29-49.
- Ullah, K. R., R. Saidur, et al. (2013) A review of solar thermal refrigeration and cooling methods, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 499-513.

CHAPITRE 1 : REVUE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES SYSTEMES DE PRODUCTION DE FROID SOLAIRE

Les techniques de production de froid solaire peuvent réduire l'impact environnemental et les problèmes de consommation d'énergie soulevés par les systèmes classiques de réfrigération et de climatisation. Par conséquent, dans ce qui suit de ce travail on présente des bases théoriques et des applications pratiques pour les technologies de production de froid, avec les divers fluides frigorigènes assistés par l'énergie solaire et leurs avancées récentes. En outre, une comparaison de divers systèmes de production de froid solaire est effectuée, avec quelques suggestions sur l'utilisation de ces systèmes sont données.

1 Techniques de production de froid solaire

La production de froid solaire offre une grande variété de techniques de refroidissement alimentées par des cycles thermiques à capteurs solaires et d'autre avec des systèmes de refroidissement électriques à base de photovoltaïque (PV). La Fig. 1.1 montre un schéma d'un système de production de froid solaire thermique. Les collecteurs solaires transforment le rayonnement solaire en chaleur, et transfèrent cette chaleur au fluide caloporteur dans les collecteurs. Le fluide est transféré ensuite vers le réservoir de stockage thermique, par la présence des conduites reliant les collecteurs avec le réservoir. Ce fluide sera utilisé pour diverses applications.

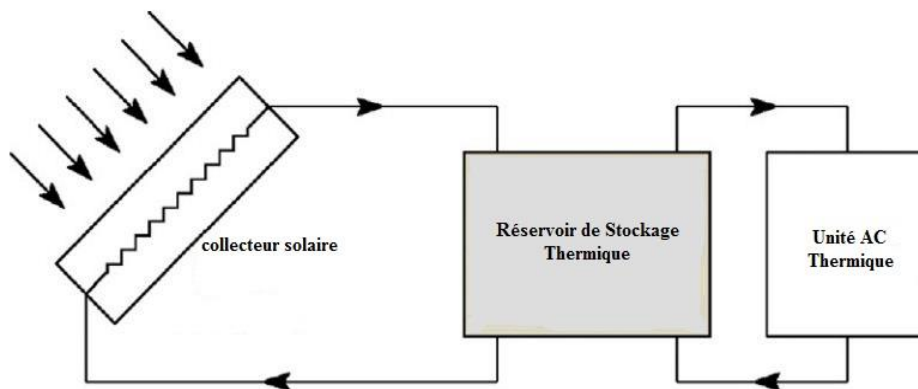


Fig. 1.1 : Schéma d'un système de production de froid solaire thermique.

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

Le système de production de froid solaire est alimenté par le réfrigérant chaud provenant du réservoir de stockage thermique. Étant donné que l'énergie solaire est dépendante du temps, l'utilisation réussie de tous ces systèmes de refroidissement dépend dans une très grande mesure du réservoir de stockage thermique utilisé.

Les différentes étapes des systèmes de production de froid solaire intègrent le stockage thermique sont présentées dans le Tableau 1.1. En comparaison avec les systèmes de compression à commande électrique classique, on peut s'attendre à des économies d'énergie substantielles dues à la production de froid solaire. ce qui contribue à conserver l'énergie et à préserver l'environnement [(Chidambaram, Ramana et al. 2011)].

La production de froid solaire peut être réalisée par quatre méthodes de base:

- La production de froid solaire photovoltaïque, où l'énergie solaire est convertie en énergie électrique utilisée pour la réfrigération comme les méthodes conventionnelles [(Solangi, Islam et al. 2011 , Sarbu and Sebarchievici 2013)];
- La production de froid thermoélectrique solaire ;
- La production de froid thermomécanique solaire : l'énergie thermique est convertie en énergie mécanique utilisée pour produire de froid ;
- La production de froid solaire thermique, dans lequel un collecteur solaire chauffe directement le réfrigérant par des tubes collecteurs au lieu d'utiliser de l'énergie solaire [(Kalkan, Young et al. 2012)] ;

Source	Conversion d'énergie	Stockage de chaleur	Processus de Production du froid solaire	Stockage du froid	Applications
Soleil	PV solaire (électrique)		1. Compresseur de vapeur thermoélectrique		1. Climatisation (A) Bureau (B) Construction (C) Hôtel (D) Laboratoire
	Solaire thermique :				2. Industries des procédés (A) Produits laitiers (B) Produits pharmaceutiques (C) Produits chimiques
	1. Collecteur plat 2. Collecteur de tubes sous vide 3. Collecteur concentré (CSP)	1. Sensible 2. Latente 3. Thermochimique	1. Éjecteur 2. Dessiccation 3. Absorption (A) Effet simple (B) Demi-effet (C) Double effet (D) Triple effet 4. Adsorption	1. Sensible 2. Latente 3. Thermochimique	3. Conservation des aliments (A) Légumes (B) Fruits (C) Viande et poisson

Tableau 1.1 : Étapes et options dans les techniques de production de froid solaire.

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

La performance des systèmes de production de froid solaire est déterminée en fonction des indicateurs énergétiques de ces systèmes. Le coefficient de performance peut être calculé comme suit:

$$COP = \frac{E_u}{E_c} \quad 1.1$$

Où E_u est l'énergie utilisable de froid; E_c est l'énergie consommée Par le système. En outre, le rapport d'efficacité énergétique (EER), en unités thermiques britanniques par Wattheure (Btu / (Wh)) est défini par l'équation:

$$EER = 3.413 \times COP \quad 1.2$$

Où 3.413 est le facteur de transformation de Watt à Btu / h.

1.1 Systèmes de production de froid solaire photovoltaïques (PV)

Une cellule photovoltaïque est fondamentalement un semi-conducteur qui convertit l'énergie lumineuse en énergie électrique. Pour répondre à la demande énorme d'électricité, la production d'électricité photovoltaïque a rapidement augmenté partout dans le monde aux côtés des centrales conventionnelles au cours des deux dernières décennies. La Fig. 1.2 montre une représentation comparative du développement des systèmes PV solaires dans différents pays [(Solangi, Islam et al. 2011)].

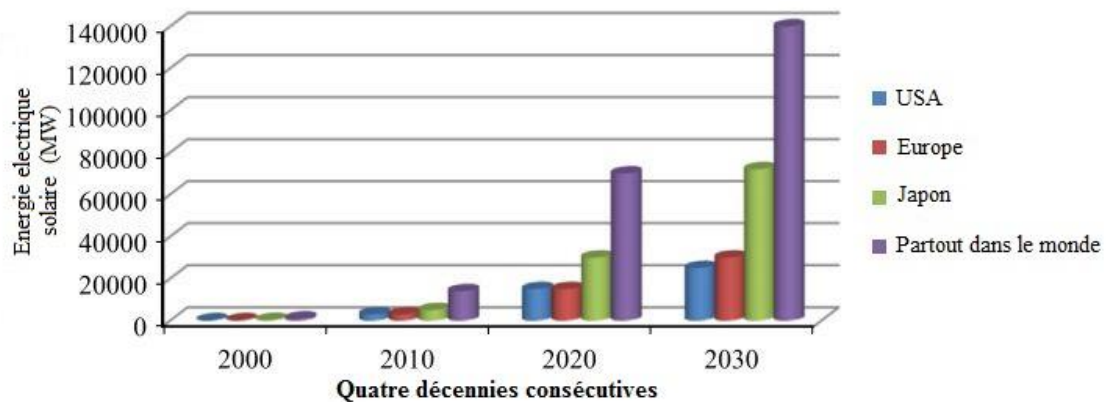


Fig. 1.2 : Production d'énergie solaire photovoltaïque mondiale sur quatre décennies [(Solangi, Islam et al. 2011)].

Alors qu'à la sortie d'une cellule photovoltaïque, l'électricité est généralement à courant continu (DC) et la plupart des appareils de production de froid électriques domestiques et industriels utilisent un courant alternatif (AC). Par conséquent, un système de production

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

de froid solaire PV complet se compose généralement de quatre composants de base: modules photovoltaïques, une batterie, un circuit onduleur et un compresseur de vapeur (AC) [(Otanicar, Taylor et al. 2012)].

- **Les cellules photovoltaïques (PV) :** produisent de l'électricité en convertissant l'énergie lumineuse (du soleil) en énergie électrique (DC).
- **La batterie :** est utilisée pour stocker des tensions continues en mode de charge lorsque la lumière du soleil est disponible, et pour fournir de l'énergie électrique (DC) en mode de décharge en l'absence de lumière du jour. Un régulateur de charge de la batterie peut être utilisé pour protéger la surcharge de la batterie.
- **L'onduleur :** est un circuit électrique qui convertit l'énergie électrique (DC) en courant alternatif (AC) et délivre ensuite l'énergie électrique (AC) aux charges.
- **L'unité AC :** c'est une unité à compression de vapeur. Cette dernière est en fait un système classique de refroidissement ou de réfrigération géré par la puissance reçue de l'onduleur.

Le système PV peut fonctionner comme un système autonome Fig. 1.3, ou un système hybride (fonctionnant avec une centrale hydroélectrique ou centrale à gaz). Bien que l'efficacité des modules photovoltaïques puisse être augmentée en utilisant le stockage chimique par des batteries. Pour assurer la continuité de fonctionnement du système. Mais les performances des modules photovoltaïques et leur efficacité ne sont toujours pas souhaitables.

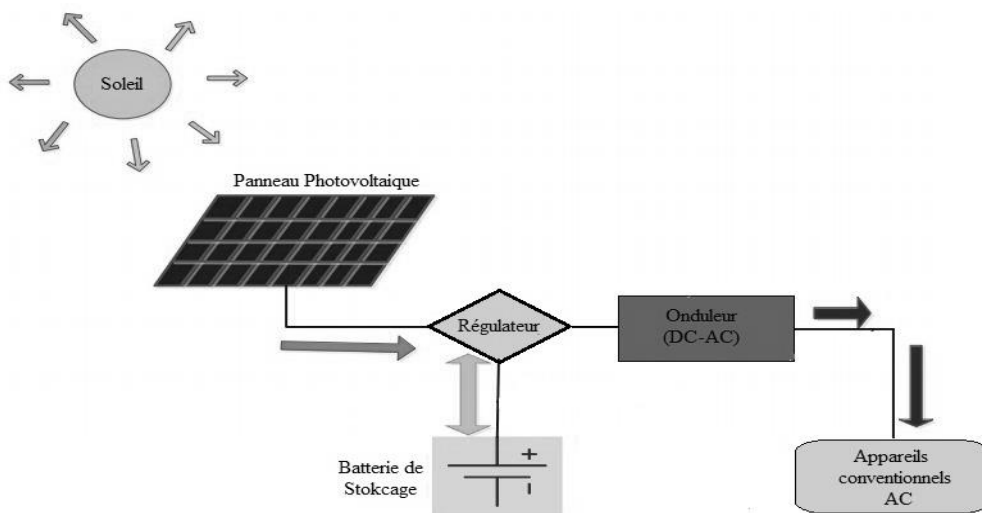


Fig. 1.3 : Schéma d'un système photovoltaïque autonome.

1.2 Systèmes de production de froid solaire thermoélectriques

Le français Jean Charles Peltier (1785-1845) découvrit, en 1834, que le passage d'un courant continu dans une jonction de deux métaux différents (métaux ou semi-conducteur). Ce dernier, provoque selon le sens du courant un dégagement ou une absorption de chaleur à cette jonction. Il a été produit de tels réfrigérateurs thermoélectriques, avec le schéma de principe de la Fig. 1.4. C'est un moyen très simple, de faible rendement, utilisé notamment à bord des véhicules spatiaux et dans les petits réfrigérateurs de laboratoires [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].

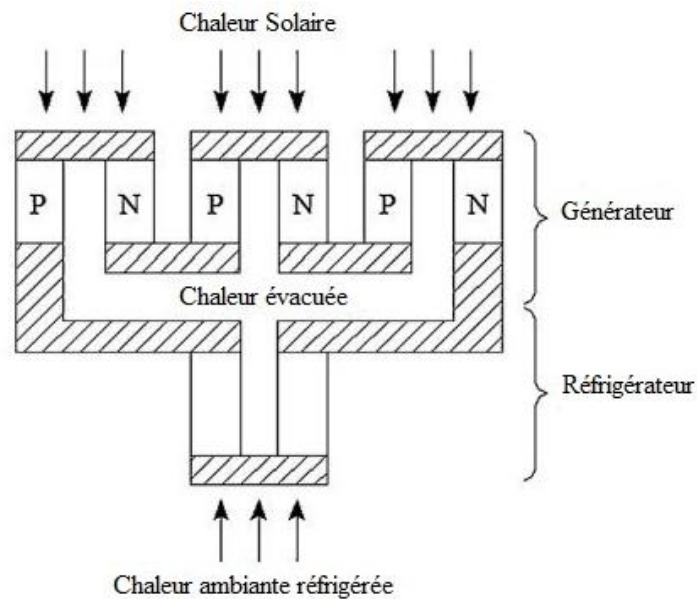


Fig. 1.4 : Schéma du système de refroidissement thermoélectrique solaire [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].

1.3 Systèmes de production de froid solaire Magnétiques

Le froid magnétique, qui a longtemps été utilisé en cryogénie, est également une possibilité. Récemment, quelques systèmes de réfrigération magnétique à température ambiante à aimants permanents ont été développés [(Shir, Mavriplis et al. 2005)]. Shir, Mavriplis et al ont démontré un COP globale de 3.0 avec un réfrigérateur / congélateur magnétique rotatif. Bien que cette technologie a un potentiel de surperformer la technologie conventionnelle de compression de vapeur, le coût du matériau magnétique est très cher (1830 \$ / kW de refroidissement, gadolinium sans coût de traitement) pour une application pratique.

1.4 Systèmes de production de froid solaire thermomécaniques

Dans le système de production de froid solaire thermomécanique, l'énergie thermique est convertie en énergie mécanique. Ensuite, l'énergie mécanique est utilisée pour produire l'effet frigorigère. Le système d'éjection de vapeur représente la technologie thermomécanique.

Un éjecteur est un composant simple: un écoulement primaire entre dans une buse primaire accélérant et dilatant entraînant un écoulement secondaire entrant depuis une chambre d'aspiration. Les flux se mélangent et un diffuseur comprime le flux, la Fig. 1.5 montre la disposition de l'éjecteur [(Besagni, Mereu et al. 2016)].

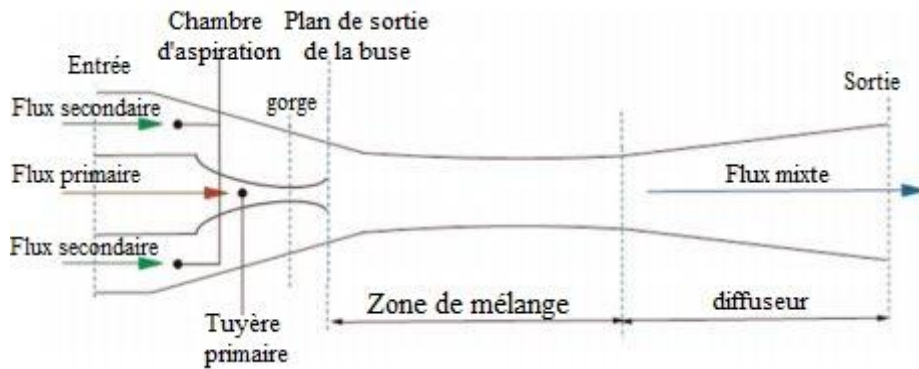


Fig. 1.5 : Disposition de l'éjecteur.

Dans le système de production de froid solaire par éjection, la source thermique est l'énergie solaire. Elle est fournie par un capteur solaire, et transférée en utilisant un fluide de travail intermédiaire vers un échangeur de chaleur. La Fig. 1.6 illustre le système éjecteur de vapeur intégré à un capteur solaire.

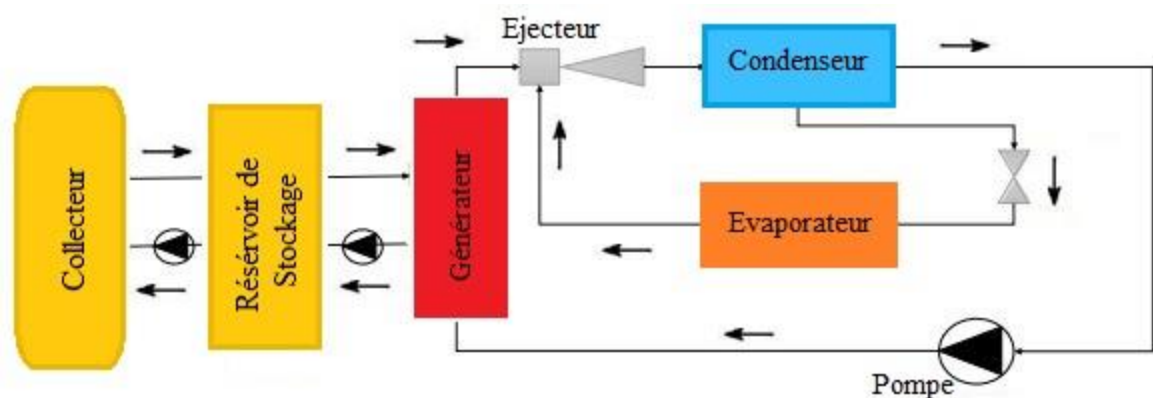


Fig. 1.6 : Schéma du système de production de froid solaire à jet de vapeur.

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

Le fluide de travail utilisé dans un système de production de froid solaire à jet de vapeur conduit à des performances différentes en fonction des conditions de fonctionnement. Afin de comparer les performances des différents fluides de travail utilisés, on présente au tableau 1.2 les valeurs suivantes: T_g : température de génération ; T_c : Température de condensation atteinte dans le condenseur (37 °C pour le refroidissement du tour de refroidissement, et 30 °C pour le refroidissement de l'eau froide); P_g : la pression dans le générateur G (pression maximale dans le système); P_e : la pression dans l'évaporateur (pression minimale dans le système); **COP** : coefficient de performance théorique; η_{ej} : l'efficacité de l'éjecteur ; $COP_r = \eta_{ej} \times COP$: le coefficient réel de performance ; Q_{sc} : la chaleur qui doit être fournie par le collecteur solaire dans le générateur, pour atteindre une puissance de refroidissement de 1.16×10^4 W ; A_{sc} : la zone du collecteur solaire, en supposant un flux solaire de 0.8 kW/m² avec une efficacité de capture de 0.5, pour atteindre une capacité de refroidissement de 1.16×10^4 W. Si l'on considère un collecteur plat, la température possible est $T_g = 85$ °C, et pour un collecteur de concentration parabolique, on peut adopter $T_g = 130$ °C.

Fluide de travail	T_g (°C)	T_c (°C)	P_g (kPa)	P_e (kPa)	COP	η_{ej}	COP_r	Q_{sc} (W)	A_{sc} (m ²)
H ₂ O	85	37	392.2	0.88	0.913	0.184	0.168	69.130	173
		30	392.2	0.88	1.471	0.217	0.319	36.396	91
	130	37	475.5	0.88	2.076	0.226	0.469	24.717	62
		30	475.5	0.88	2.887	0.223	0.645	17.979	45
R-11	85	37	460.8	50.0	0.936	0.196	0.183	63.428	159
		30	460.8	50.1	1.947	0.226	0.440	26.356	66
	130	37	784.0	50.1	1.708	0.226	0.386	26.911	67
		30	784.0	50.1	3.121	0.216	0.675	17.175	43
R-21	85	37	754.9	90.2	0.790	0.172	0.135	85,630	215
		30	754.9	90.2	1.162	0.209	0.242	47,866	120
Propane	85	37	2745	539	0.496	0.078	0.039	298,969	750
		30	2745	539	1.038	0.198	0.209	56,585	142

Tableau 1.2 : Performances des différents fluides de travail utilisés dans les systèmes d'éjection de vapeur solaire [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].

L'analyse des valeurs de COP_r de ce tableau 1.2 résulte en fluides de travail compétitifs: L'eau et le fréon, parmi les quels le meilleur est R-11. L'eau et R-11 ont un COP_r comparable, mais les pressions d'exploitation dans le système sont très différentes. Le système de production de froid solaire par éjecteur de vapeur fonctionne complètement en dépression (P_e et P_g est inférieur à la pression atmosphérique). Si l'eau est utilisée comme réfrigérant les problèmes de fuite doivent être résolus pour éviter l'entrée d'air dans le système.

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

Diverses études expérimentales ont examiné l'effet des températures de fonctionnements, les conditions géométriques, les conditions du système telles que le réfrigérant et les sélections de collecteur sur les performances du système [(Eames, Aphornratana et al. 1995 , Al-Khalidy 1997)]. D'autres chercheurs ont présenté des méthodes numériques de simulation sur l'éjecteur, et ont étudié les performances du système [(Vidal, Colle et al. 2006 , Guo and Shen 2009)].

[(Eames, Aphornratana et al. 1995)] ont rapporté que le COP_r mesurée du système d'éjection d'échelle simple utilisant H_2O comme fluide de travail variait de 0.178 à 0.586 à une température de génération T_g de 120 et 140 °C, une température d'évaporation T_e de 5 et 10 °C et une Température de condensation T_c de 26.5 et 36.3 °C.

[(Vidal, Colle et al. 2006)] ont analysé le système d'éjection solaire utilisant R-141 comme fluide frigorigène, en utilisant le logiciel de simulation TRNSYS. Le système a été conçu pour produire 10.5 kW de refroidissement avec 80 m² de collecteur plat inclinée de 22° par rapport à l'horizontale, et d'un réservoir d'eau chaude de 4 m³. Ils ont rapporté le COP_r maximal de 0.22 à $T_g = 80$ °C, $T_e = 8$ °C, et $T_c = 32$ °C. À la fin, Ils ont également conclu qu'un système d'éjecteur efficace ne pouvait fonctionner que dans une région où le rayonnement solaire était décent, et où une température de condensation suffisamment basse pouvait être maintenue.

Les systèmes éjecteurs sont principalement utilisés dans les applications de climatisation. Mais ils peuvent être utilisés dans l'industrie chimique et métallurgique, pour le refroidissement d'air dans les zones de dissipation thermique élevée.

1.5 Systèmes de production de froid solaire thermiques

La production de froid solaire thermique est de plus en plus populaire, car un capteur solaire thermique convertit directement la lumière en chaleur. Par exemple, [(Otanicar, Taylor et al. 2012)] ont décrit un système thermique. Ce système est capable d'absorber plus de 95% du rayonnement solaire incident, selon le milieu. La technique de sorption est utilisée dans le domaine de production de froid solaire. L'effet du froid est obtenu à partir des changements chimiques ou physiques entre le sorbant et le réfrigérant. La technologie de sorption peut être classée soit comme systèmes de sorption fermés, ou comme systèmes de sorption ouvertes [(Hassan and Mohamad 2012)].

1.5.1 Systèmes de sorption fermés

Dans la technique de sorption fermée, il existe deux méthodes de base: la production de froid solaire à absorption, et la production de froid solaire à adsorption.

1.5.1.1 Production de froid solaire à absorption

L'absorption est le processus dans lequel une substance assimile d'un état à un état différent. Ces deux états créent une forte attraction pour faire une solution ou un mélange fort. Le système d'absorption est l'un des plus anciennes technologies de production de froid. La première évolution d'un système d'absorption a commencé dans les années 1700. Ils ont observé qu'en présence du H_2SO_4 (acide sulfurique), de la glace peut être préparée, par l'évaporation de H_2O pur dans un récipient sous vide. En 1859, un ingénieur français nommé Ferdinand Carre a conçu une installation, qui utilisait une paire de fluides de travail ammoniac /eau (NH_3/H_2O). En 1950, un nouveau système a été introduit avec un couplage eau /bromure de lithium ($H_2O/LiBr$) comme fluides de travail à des objectifs commerciales [(Srikhirin, Aphornratana et al. 2001)].

La technologie de production de froid solaire à absorption consiste en un générateur, une pompe et un absorbeur. Ils sont collectivement capables de comprimer la vapeur de réfrigérant. L'évaporateur attire la vapeur de réfrigérant. L'énergie thermique supplémentaire sépare la vapeur de réfrigérant de la solution. Le condenseur condense le réfrigérant. Après la condensation, le réfrigérant doit être refroidi, et dilaté avant qu'il se trouve au niveau de l'évaporateur. Le réfrigérant du système d'absorption fonctionne essentiellement selon le même principe que le système de compression de vapeur.

Les paires typiques de réfrigérant / absorbant utilisées dans le système d'absorption sont NH_3/H_2O et $H_2O/LiBr$. Les caractéristiques thermodynamiques de ces paires ont été décrites dans diverses études et expériences [(Chua, Toh et al. 2000)]. Même si les paires NH_3/H_2O et $H_2O/LiBr$ ont été utilisées partout dans le monde, les chercheurs cherchent encore de nouvelles paires [(Ullah, Saidur et al. 2013)].

Sur la base de fonctionnement du cycle thermodynamique, les systèmes d'absorption peuvent être divisés en trois catégories: cycles d'absorption solaire à un seul, demi-et multi effets (double effet et triple effet). Les refroidisseurs à effet unique, et à faible puissance nécessitent des températures d'eau chaude relativement faibles, par rapport aux systèmes à effets multiples [(Ullah, Saidur et al. 2013, Chidambaram, Ramana et al. 2011)].

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

Il existe également deux autres systèmes de production de froid à absorption de diffusion et systèmes hybrides qui permettent d'obtenir de meilleures performances [(Zohar, Jelinek et al. 2007)]. [(Grossman 2002)] a fourni des performances typiques du système d'absorption à effet unique et multi-effet, comme le montre le tableau 1.3.

	Système d'absorption	COP	EER (Btu/Wh)	Température source chaude (°C)	Type de capteurs solaires
1	Simple effet	0.7	2.39	85	Capteur plan
2	Double effet	1.2	4.10	130	Capteur plan/Concentrateur parabolique composé
3	Triple effet	1.7	5.80	220	Tube sous vide/Collecteur de concentration

Tableau 1.3 : Performances typiques des cycles d'absorption [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].

Le fonctionnement du système d'absorption à base de $H_2O/LiBr$ est limité dans la température d'évaporation et la température d'absorption, en raison de la congélation de l'eau et de la solidification de la solution riche en $LiBr$, respectivement. Le fonctionnement du système d'absorption à base de NH_3/H_2O n'est pas limité dans la température d'évaporation ou la température d'absorption. Cependant, l'ammoniac est toxique et son utilisation est limitée au système de grande capacité.

Système d'absorption solaire à simple effet

Des statistiques récentes montrent que la plupart des systèmes de production de froid solaire, sont fabriqués à l'aide d'une technologie d'absorption à simple effet. Cette technologie utilise un couple $LiBr/H_2O$, avec la présence d'un capteur solaire plat ou un capteur tubulaire. Ce type de capteur à eau chaude est utilisé pour mettre en œuvre ces systèmes [(Zhai, Qu et al. 2011)]. [(Boopathi Raja and Shanmugam 2012)] ont décrit un système d'absorption qui a utilisé $LiBr-H_2O$ comme paire de travail. La Fig. 1.7 présente un système de production de froid solaire à absorption simple effet utilise le couple $LiBr-H_2O$.

Le cycle commence à l'absorbeur. Ce dernier reçoit le réfrigérant vapeur de l'évaporateur et crée un mélange riche. La pompe envoie ce mélange vers le générateur ou la zone de haute pression (désorbeur). Dans le générateur, le fluide frigorigène est ensuite séparé de l'absorbant grâce à la chaleur fournie par le capteur solaire. En utilisant une soupape de surpression, la solution faible retourne alors à l'absorbeur.

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

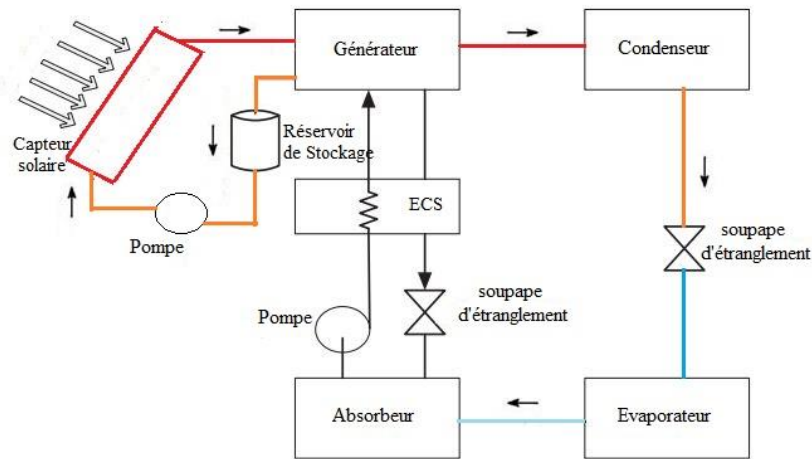


Fig. 1.7 : Schéma du système à absorption à simple effet.

Un échangeur de chaleur en solution (ECS) est en place pour récupérer la chaleur interne [(Hassan and Mohamad 2012)]. Il est également chargé de préchauffer la solution riche en sortie de l'absorbeur. Ce préchauffage vise à une amélioration de l'efficacité du système, et de résister à l'irréversibilité du cycle. Un COP de 60% plus élevé peut être obtenu en utilisant un ECS [(Kim and Infante Ferreira 2008)]. Le réfrigérant suit alors le cycle conventionnel à travers le condenseur, le détendeur et l'évaporateur [(Hassan and Mohamad 2012)].

Un système de refroidissement à absorption à simple effet est plus simple que d'autres. Lorsque la conception dépend des types de fluides de travail, le système offre de meilleures performances avec des absorbants non volatils tels que LiBr/H₂O. Si une paire de travail volatile comme l'ammoniac/H₂O est utilisée, un redresseur supplémentaire doit être utilisé avant le condenseur pour fournir le réfrigérant pur [(Srihirin, Aphornratana et al. 2001)].

[(Rosiek and Batlles 2009)] ont étudié un système d'absorption solaire à simple effet au Centre de recherche sur l'énergie solaire, en Espagne. Ils ont observé une demande énergétique de chauffage d'environ 8124 kWh. Alors que la demande de refroidissement était d'environ 13 255 kWh tout au long de l'année. Le système se composait de 160 m² de capteurs plats, d'un refroidisseur à absorption de 70 kW, et un système d'acquisition de données (DAS). Ils ont trouvé une capacité en froid moyenne de 40 kW avec un COP moyen de 0.6.

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

[(Ortiz, Barsun et al. 2010)] ont effectué une expérience avec un refroidisseur à simple effet LiBr/H₂O. Ils ont utilisé des collecteurs à plat d'environ 124 m², et des collecteurs tubulaires sous vide de 108 m². Le système était capable de fonctionner à une température de 70 à 95 °C, où il a atteint une capacité frigorifique de 70 kW.

Un système de réfrigération solaire prototype domestique a été installé par [(Agyenim, Knight et al. 2010)] dans l'université de Cardiff. Ils ont utilisé un refroidisseur à absorption de 4.5 kW. Un capteur solaire (type tubulaire sous vide) de 12 m² et un ventilateur de 6 kW ont été utilisés. Il y avait un grand réservoir de stockage froid de 1000 l où LiBr/H₂O comme couple de travail. Le coefficient de performance COP de ce système était de l'ordre 0.58. Le système a été en mesure de maintenir la température à environ 7.4 °C, ce qui signifie le potentiel de refroidissement des bâtiments domestiques.

[(Li and Sumathy 2001)] ont observé un système d'absorption avec un réservoir de stockage d'eau chaude partagé. Le système comprenait un collecteur plat de 38 m², un refroidisseur à absorption de 4.7 kW, et une paire de travail LiBr/H₂O. Ils ont conclu que le système affichait 15% de plus pour COP (environ 0.7) que le système classique de mode réservoir.

Système d'absorption solaire à demi-effet

La principale caractéristique du cycle d'absorption à demi-effet est la capacité de fonctionnement à des températures plus basses par rapport à d'autres. Le nom de «demi-effet» provient du COP. Ce dernier est presque la moitié de celui du cycle à simple effet [(Hassan and Mohamad 2012)].

[(Arivazhagan, Saravanan et al. 2006)] ont effectué une expérience avec un système d'absorption à demi-effet à deux étapes. Ce système utilise le couple de travail Diméthylacétamide DMAC (absorbant)/R134a (réfrigérant). Ils ont été en mesure d'atteindre une température d'évaporation de -7 °C, où la température du générateur variant de 55 °C à 75 °C. Ils ont conclu que dans la plage de température optimale (65-70 °C), un COP d'environ 0.36 pourrait être atteint.

Izquierdo et al ont conçu une installation solaire avec LiBr/H₂O. Elle contenait des collecteurs plats pour alimenter le générateur. L'installation solaire fonctionne avec un cycle d'absorption à deux étages. Ils ont montré que, dans une température de condensation de 50 °C, le COP était de 0.38. Ce dernier est obtenu tout en fournissant une température

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

de génération de 80 °C. Ils ont également effectué une analyse exergetique de ce système. Comme conclusion, ils ont trouvé que le système à simple effet avait 22% plus d'efficacité exergetique que le système à demi-effet à deux étages [(Ullah, Saidur et al. 2013)].

Système d'absorption à double effet

La technologie de production de froid à absorption à double effet a été lancée en 1956. Le but de cette technologie était de développer la performance du système. Dans la présence d'une source de chaleur à des températures plus élevées [(Kim and Infante Ferreira 2008)]. La Fig. 1.8 illustre un système d'absorption à double effet avec le couple LiBr/H₂O.

Le cycle commence par le générateur 1 fournissant de la chaleur au générateur 2. Le condenseur rejette la chaleur, et fait passer le fluide de travail vers l'évaporateur. À l'intérieur de cette étape, la réfrigération nécessaire se produit. Ensuite, les fluides traversent les échangeurs de chaleur à solution (ECS1 et ECS2) de l'absorbeur au générateur 1 au moyen d'une pompe. Grâce à ce processus, ECS2 peut passer les fluides au générateur 2. À son tour ce dernier fait passer les fluides à ECS1. Le cycle complet suit trois niveaux de pression différents: élevé, moyen et bas [(Srihirin, Aphornratana et al. 2001)].

Deux systèmes à simple effet forment efficacement un système de production de froid à absorption à double effet. Par conséquent, le COP d'un système à double effet est presque deux fois celui du système d'absorption à simple effet. Par exemple, [(Srihirin, Aphornratana et al. 2001)] ont effectué une analyse sur le COP de deux systèmes simple et double effet. Ils ont conclu que les valeurs du COP d'un système à double effet, et simple effet sont 0.96, et 0.60, respectivement.

[(Tierney 2007)] a effectué une étude comparative entre quatre systèmes différents avec un collecteur de 230 m². Il a conclu que le refroidisseur à double effet avec un collecteur parabolique, avait le plus grand potentiel d'économies (86%) parmi les quatre systèmes, pour gérer une demande de 50 KW.

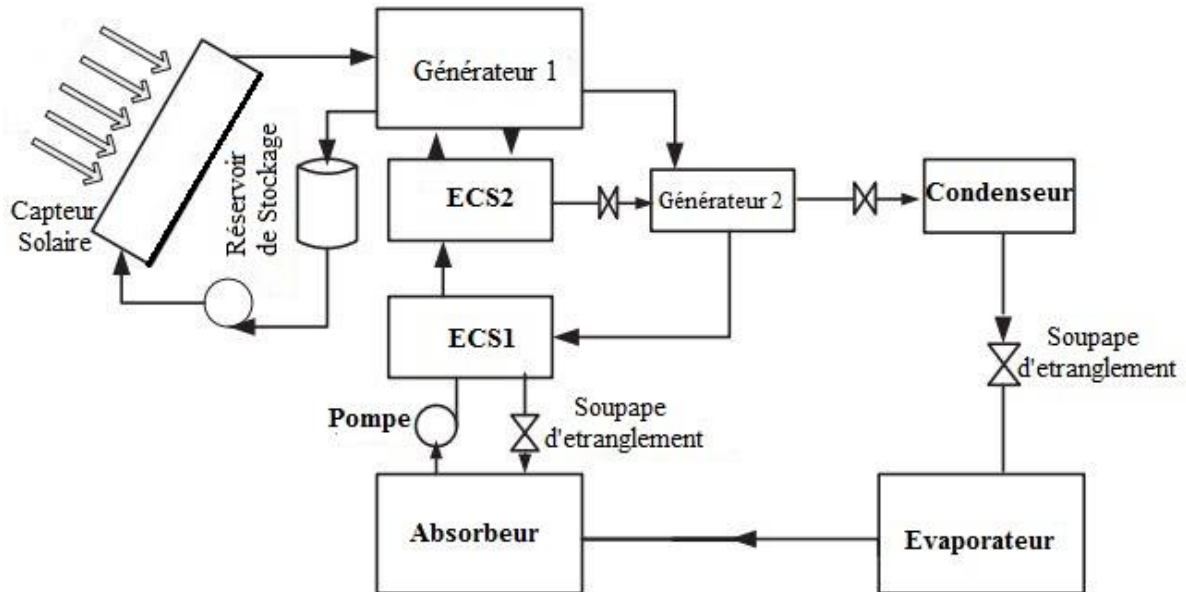


Fig. 1.8 : Un système d'absorption double effet LiBr/H₂O.

[(Liu and Wang 2004)] ont conçu un système d'absorption de double effet avec un couple LiBr/H₂O pilotée par le solaire ou le gaz. Ce système peut fonctionner de manière réaliste et économique à une température de générateur de 90 °C. Le système est capable de fonctionner tout au long de l'année avec une capacité de 10 kW.

Système d'absorption de diffusion (cycle Platen-Munters)

Von Platen et Munters ont été les innovateurs en Suède. Ils ont introduit le terme "DAR" (diffusion de réfrigération par absorption) en 1920. Ils ont utilisé l'hydrogène comme un gaz inerte (gaz auxiliaire) avec le couple H₂O (absorbant)/ammoniac (réfrigérant). Le concept DAR a été utilisé au cours des 8 dernières décennies. En raison de la particularité de ce système, qui lui permet de fonctionner sans aucune énergie électrique ou mécanique [(Srikhirin and Aphornratana 2002)]. En outre, il peut fonctionner avec une source de température élevée (> 150 °C), et peut l'installé n'importe où dans le monde [(Koyfman, Jelinek et al. 2003)].

En fait, la diffusion de réfrigération par absorption est un système d'absorption auto-circulant. Dans lequel une pompe à bulles est responsable de la circulation des fluides. Il n'a généralement pas de composant dynamique, car la pompe fonctionne avec une seule pression basse. Pendant le processus de réfrigération, le 3^{ème} fluide (auxiliaire) aide le couple principale à maintenir la pression stable. [(Koyfman, Jelinek et al. 2003)].

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

Le mélange $\text{NH}_3 / \text{H}_2\text{O} / \text{H}_2$ (ammoniac-eau-hydrogène) est le fluide de travail le plus utilisé pour les systèmes DAR. Bien que le couple ammoniac/eau puisse utiliser une source de chaleur supérieure à 150 °C, le bromure de lithium fonctionne à des températures inférieures à 100 °C. Quand l'eau est utilisée comme absorbant dans ce mélange, des problèmes surviennent lors du refroidissement à des températures inférieures à 0 °C. Par conséquent, [(Koyfman, Jelinek et al. 2003)] ont suggérés l'utilisation d'un solvant organique avec hydro-chlorofluorocarbure. Ce dernier est capable de maintenir une température au-dessous de 0 °C.

[(Chen, Kim et al. 1996)] ont mis en place un système de production de froid à absorption de nouvelle génération. Dans lequel, ils ont pu augmenter le COP d'environ 50%. Ils ont utilisé un échangeur de chaleur coaxial, et la pompe à bulles. Ce système a permis de diminuer les pertes de chaleur, tout en augmentant son efficacité.

[(Pfaff, Saravanan et al. 1998)] ont conçu mathématiquement un système DAR avec le couple $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$. Ils ont inséré un banc d'essai en verre, pour étudier les performances d'une pompe à bulles avec divers diamètres de tuyaux. Ils ont constaté que lorsque l'alimentation en chaleur était de 40 W, la capacité de réfrigération était de 100 W pour un diamètre de tuyau de 10 mm. Ils ont conclu que la capacité de réfrigération pourrait être augmentée, en utilisant des pompes à bulles supplémentaires en parallèle.

1.5.1.2 Production de froid solaire à adsorption

La technologie de production de froid à adsorption a été utilisée pour de nombreuses applications spécifiques. Telles que la purification, la séparation, et les technologies de production de froid thermique [(Choudhury, Saha et al. 2013)]. Le procédé d'adsorption est différent du procédé d'absorption. En termes de cela, l'absorption est un phénomène volumétrique, tandis que l'adsorption est un phénomène de surface.

Une Machine frigorifique à adsorption utilise le phénomène d'adsorption physique entre le fluide frigorigène et un adsorbant solide. Les molécules du fluide frigorigène sont fixées à la surface d'adsorbant via des connexions du type Van der Waals. Il est généralement composé d'un réacteur, un condenseur, un détendeur et un évaporateur. Le réacteur se compose d'une plaque contenant l'adsorbant. Elle est chauffée généralement par énergie solaire, pour la désorption des fluides frigorigènes. Un exemple de structure de ce type de système est illustré sur la Fig. 1.9 [(Djebiret 2012)].

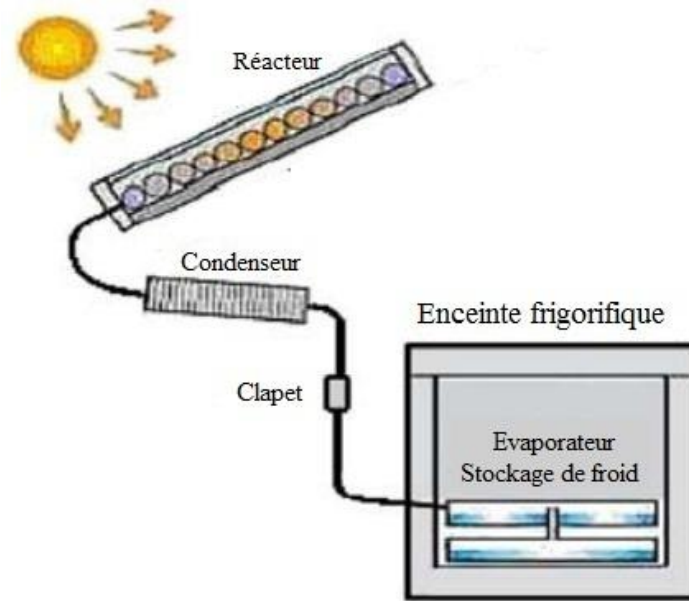


Fig. 1.9 : Schéma d'une machine frigorifique solaire à adsorption [(Djebiret 2012)].

Le cycle d'adsorption, dans le cas d'un lit adsorbant fixe (réacteur), peut être utilisé sans aucune pièce mobile. L'utilisation de lit fixe implique : un fonctionnement sans bruit, une simplicité mécanique, une haute fiabilité et une très longue durée de vie. Les lits fixes peuvent également être utilisés dans le fonctionnement de cycles intermittents, où les lits fixes jouent le rôle de changement entre le phénomène d'adsorption et de désorption. Cela diminue le COP du système. Par conséquent, pour assurer une production frigorifique continue, il faut avoir un débit constant de la vapeur (fluide frigorigène). Pour cela, deux ou plusieurs lits adsorbants doivent être mis en service dans le cycle [(Djebiret 2012)].

La Fig. 1.10 montre un système de production de froid à adsorption continue de deux lits avec récupération de chaleur. Lorsque le lit adsorbant 1 est refroidi et relié à l'évaporateur, pour obtenir l'adsorbant évaporé dans l'évaporateur. Au même temps, le lit adsorbant 2 est chauffé pour désorber l'adsorbant. Il sera relié au condenseur pour obtenir l'adsorbant (réfrigérant) désorbé, et le faire condenser. Enfin le réfrigérant liquide condensé sera évacué à l'évaporateur par une valve intermédiaire de contrôle de flux [(Djebiret 2012)].

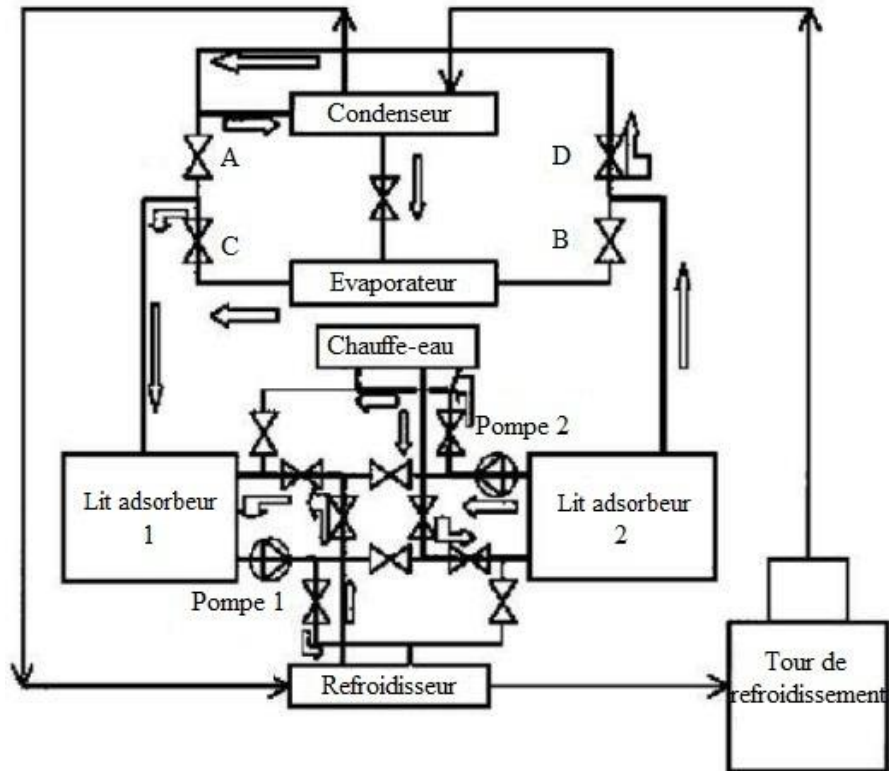


Fig. 1.10 : système de production de froid solaire à adsorption de deux lits [(Djebiret 2012)].

La performance des systèmes de production de froid solaire à adsorption a été rapportée par plusieurs chercheurs. Le tableau 1.4 résume les systèmes d'adsorption solaire fonctionnant avec le cycle de base.

[(Meunier 1986 , Pons and Grenier 1986)] ont rapporté les valeurs du COP de 0.10 à 0.12 avec les systèmes d'adsorption à énergie solaire utilisant le couple zéolite/eau. [(Critoph 1994)] a rapporté la valeur COP de 0.05 en utilisant du carbone actif/ammoniac.

[(Wang, Li et al. 2000)] ont développé un prototype de production de froid solaire à adsorption avec charbon actif/eau. Ils ont conclu que le prototype avec un capteur solaire de 2 m² était capable de produire 60 kg d'eau chaude à 90 °C. En retour, le prototype a pu produire 10 kg de glace par jour.

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

Couple	Références	Type capteur	A (m ²)	Application	COP	T _e	Type étude
Charbon	[(Errougani 2007)]	Plan	0.72	Stockage froid	0.05_0.08	-11	Expérimentale
Actif	[(Gonzalez and Rodriguez 2007)]	CPC	0.55	Stockage froid	0.096	-1.1	Expérimentale
/Méthanol	[(Chekirou 2008)]	Tubulaire	-	-	0.184	-5	Simulation
	[(Vasta, Maggio et al. 2008)]	Plan	1.5	Stockage froid	0.045_0.1	-	Simulation
	[(Hassan, Mohamad et al. 2011)]	Tubulaire	1	-	0.211	-	Simulation
	[(Santori, Santamaria et al. 2014)]	Tubulaire	1.2	Stockage froid	0.08	-12.4	Expérimentale
Charbon	[(Aghbalou, Mimet et al. 2004)]	CPC	-	Réfrigérateur	0.114	0	Simulation
Actif /NH ₃	[(Al Mers, Azzabakh et al. 2006)]	Tubulaire	-	Réfrigérateur	0.105	-	Simulation
	[(El Fadar, Mimet et al. 2009)]	CPC	-	Réfrigérateur	0.18	-	Simulation
	[(Louajari, Mimet et al. 2011)]	Tubulaire	-	Réfrigérateur	0.111	-	Simulation
Zéolite /H ₂ O	[(Li, Wang et al. 2003)]	Sous vide	-	Réfrigérateur	0.25_0.3	-	Simulation
	[(Omisanya, Folayan et al. 2012)]	CPC	-	Refroidisseur d'eau	0.08_0.1	11	Expérimentale
Silica gel/ H ₂ O	[(Sakoda and Suzuki 1986)]	Plan	0.25	-	0.2	5	Simulation
	[(Kluppel and Gurgel 1988)]	Tubulaire	-	Réfrigérateur	0.055	4	Expérimentale
	[(Mayor and Dind 2002)]	Tubulaire	1	Stockage froid	0.1_0.15	-	Simulation
	[(Brites 2013)]	Plan	-	Stockage froid	0.07	0	Expérimentale

Tableau 1.4 : Résumé des systèmes d'adsorption solaire fonctionnant avec le cycle de base.

[(Luo, Wang et al. 2007)] ont utilisé un système de production de froid solaire à adsorption pour le stockage de grain. En utilisant de basse température avec le gel de silice/H₂O. Ils ont signalé une valeur de COP allant de 0.096 à 0.13.

1.5.2 Système de Sorption Ouvert

Le système ouvert désigne les systèmes dessiccateurs solides ou liquides. Ils sont utilisés pour la déshumidification ou l'humidification. Fondamentalement, les systèmes dessiccateurs transfèrent l'humidité d'un flux d'air à l'autre, en utilisant deux procédés comme illustré sur la Fig. 1.11.

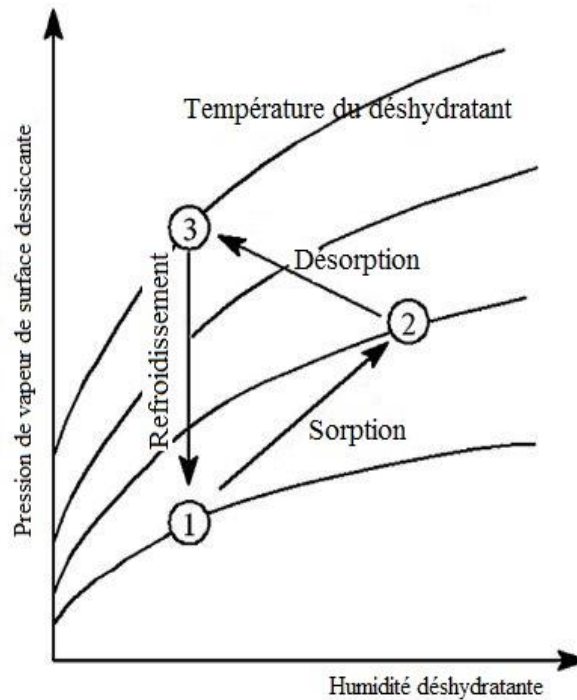


Fig. 1.11 : Procédé de transfert d'humidité par dessiccant [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].

Dans le procédé de sorption, le système déshydratant transfère de l'humidité de l'air dans un matériau desséchant, en utilisant la différence de la pression de vapeur d'eau de l'air humide, et du dessiccant.

Si le matériau desséchant est sec et froid, sa pression de vapeur de surface est inférieure à celle de l'air humide. L'humidité dans l'air est attirée et absorbée par le matériau desséchant. Dans le processus de désorption (régénération), l'humidité capturée est libérée dans le courant d'air en augmentant la température du dessiccant. Après régénération, le matériau déshydratant est refroidi par le flux d'air froid. Ensuite, il est prêt à absorber de nouveau l'humidité. Lorsque ces procédés sont cyclés, le système dessiccateur peut transférer l'humidité en continu. Par le changement des pressions de vapeur de la surface du desséchant. Pour conduire ce cycle, l'énergie thermique est nécessaire pendant le processus de désorption. La différence entre les dessiccant solides et liquides est leur réaction à l'humidité.

1.5.2.1 *Système de dessiccation liquide*

Dans ce système, le liquide déshydratant circule entre un absorbeur et un régénérateur, de la même manière que dans un système fermé d'absorption. La différence principale est que l'équilibre de la température d'un liquide déshydratant n'est pas déterminé par la pression

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

totale. Elle déterminé par la pression partielle de l'eau dans l'air humide dans la solution. La Fig. 1.12 montre un schéma d'un système de production de froid à dessiccation liquide [(Kim and Infante Ferreira 2008)].

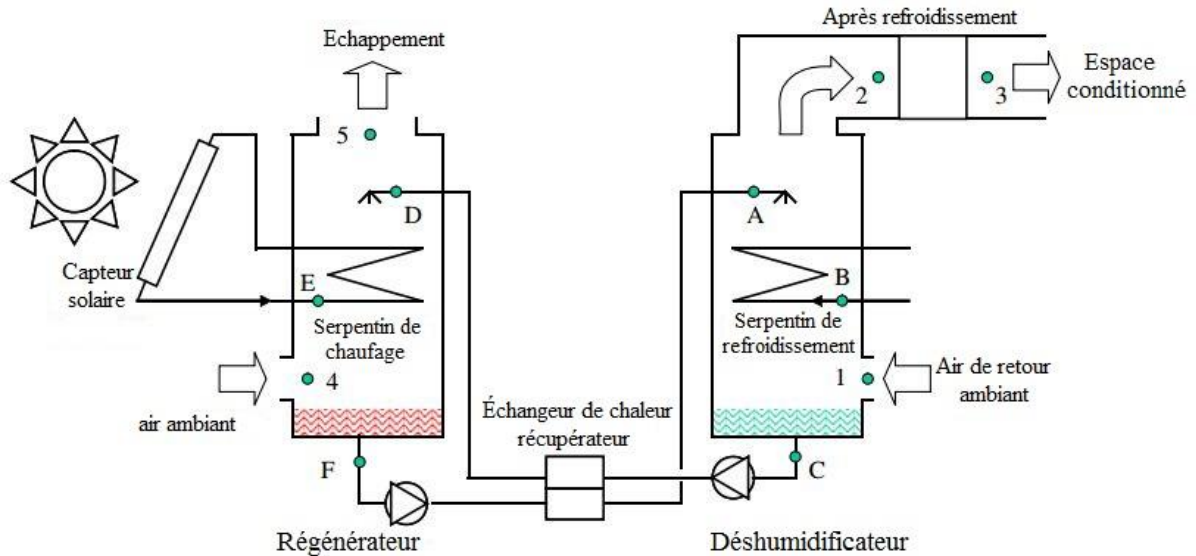


Fig. 1.12 : Un système de production de froid par dessiccation liquide avec collecteur solaire [(Kim and Infante Ferreira 2008)].

Dans le déshumidificateur de la Fig. 1.10, la solution est pulvérisé au point A sur le serpentin de refroidissement au point B ; tandis que l'air ambiant (ou de retour au point 1) est injecté dans le flux. La solution absorbe l'humidité de l'air, et elle est en même temps refroidit par le serpentin de refroidissement. Le résultat de ce processus est :

- De l'air sec et frais au point 2.
- Une solution diluée au point C.

Dans le régénérateur, la solution pauvre de déshumidificateur est vaporisée sur le serpentin de chauffage au point E. Le serpentin est relié à des capteurs solaires. l'air ambiant au point 4 est soufflé à travers la solution de flux. Une fois la solution est chauffée par le serpentin de chauffage, une partie de l'eau est extraite de la solution pauvre et transportée par l'air. La solution saturée est perçue au point F, l'air humide chaud est rejeté à l'air ambiant au point 5 [(Djebiret 2012)].

Les matériaux généralement utilisés dans les systèmes de déshydratation liquide sont le chlorure de lithium (LiCl), le chlorure de calcium (CaCl) et le bromure de lithium (LiBr). La caractéristique favorable du système de dessiccant liquide est le fait que les liquides

déshydratants peuvent être régénérés à des températures inférieures à 80 °C. En utilisant des sources de chaleur à basse température [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].

Dans les efforts visant à réduire la consommation d'énergie d'un bâtiment. Les concepteurs ont réussi à intégrer des équipements de dessiccation liquide avec des refroidisseurs à absorption standard. Dans une approche plus générale, le refroidisseur d'absorption est modifié de sorte que la chaleur rejetée de son absorbeur peut être utilisée pour aider à régénérer des dessiccant liquides [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].

1.5.2.2 *Système dessiccation solide*

La production de froid par sorption solide à cycle ouvert est appelé aussi déshydratant solide. Ce système est très différent dans sa construction, il ne contient pas de fluide déshydratant. La Fig. 1.13 montre un exemple de système de production de froid solaire à déshydratant solide [(Djebiret 2012)].

Le système dispose de deux plateaux tournant lentement. Il se compose de plusieurs autres éléments entre les deux flux d'air, et d'un espace conditionné. Le retour d'air de l'espace conditionné passe dans un refroidisseur par évaporation, et rentre dans l'échangeur thermique avec une diminution de température (A_B). Il refroidit un segment de la roue d'échange de chaleur qui passe par (B_C). L'air chaud et humide est aussi chauffé à une température élevée par la chaleur solaire dans le serpentin de chauffage (C_D).

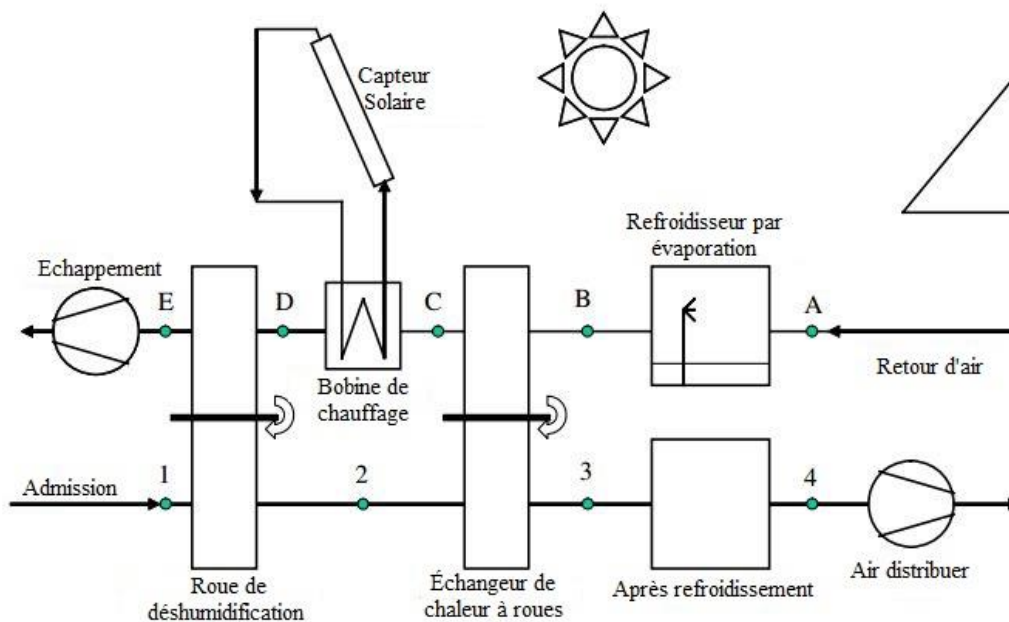


Fig. 1.13 : Un système de production de froid par dessiccation solide avec collecteur solaire [(Kim and Infante Ferreira 2008)].

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

L'air chaud et humide passe en fin dans la roue de déshydratant, avant qu'il soit rejeté à l'air ambiant (D_E). D'autre côté, l'air ambiant pénètre dans la partie régénérée de la roue dessicatif (1_2). L'air sec et chaud sort de la roue à la suite de la déshumidification. Cet air est refroidi par la roue d'échange de chaleur à une certaine température (2_3). Selon le niveau de la température, il est alimenté directement à l'espace conditionné après le refroidissement dans le refroidisseur (3_4). Si par la suite, aucune étape de refroidisseur n'est suivie, tout l'effet de rafraichissement est créé uniquement par la roue d'échange de chaleur. Elle a été déjà refroidi par le retour d'air humide au point B de l'autre côté. La température T_3 ne peut pas être inférieure à T_B . cette T_B à son tour, est en fonction de retour d'air climatisé au point A [(Djebiret 2012)].

La plupart des systèmes déshydratant actuellement sur le marché utilise un matériau de sorption solide tels que le gel de silice. Ils emploient généralement un lit rotatif transportant les matériaux absorbants, dénommé "roue déshydratante". Le déshydratant solide ne peut être distribué par pompage. La température de fonctionnement de cet système est entre 45 °C jusqu'à 95 °C, correspondent à un COP minimal de 0.5 et qui dépasse 1 [(Kim and Infante Ferreira 2008)].

2 Discussion des différentes technologies de production de froid solaire abordable

Bien que plusieurs technologies de production de froid solaire soient considérées comme matures, jusqu'à aujourd'hui, la capacité de refroidissement totale des systèmes solaires de climatisation en Europe est de seulement 6 MW. Bien que chaque technologie ait ses propres aspects positifs et négatifs. Le coût initial élevé est un problème commun, bien qu'elles diffèrent en termes de maturité technique et d'état commercial [(Kim and Infante Ferreira 2008)]. Les différentes technologies de production de froid solaire examinées dans les sections précédentes sont comparées en termes de performance et de coût initial au tableau 1.5 et la Fig. 1.14.

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

Spécification	Type de système					
	Ouvert		Fermé		Thermomécanique photovoltaïque	
	Dessiccation liquide	Dessiccation solide	Absorption	Adsorption	Éjecteur	Compression de Vapeur
Type de sorbant	Liquide	Solide	Liquide	Solide	-	-
Fluide de travail (réfrigérant/sorbant)	H ₂ O/CaCl ₂ , H ₂ O/LiCl	H ₂ O/silica gel, H ₂ O/LiCl	H ₂ O/LiBr, NH ₃ /H ₂ O	H ₂ O/silica gel	Vapeur	Vapeur
COP	0.74	0.51	0.50–0.73 ^a <1.3 ^b	0.59	0.85	1.1–3.3
EER (Btu/Wh)	2.53	1.74	1.71–2.49 ^a <4.44 ^b	2.01	2.9	-
Température d'opération	67 °C	45–95 °C	60–110 °C ^a 130–165 °C ^b	53–82 °C	118 °C	-
Capteur	Plan	Plan	Sous vide ^a Sous vide ^b	Plan	CPC	photovoltaïque

^a : système à absorption simple effet / ^b : système à absorption double effet

Tableau 1.5 : Vue d'ensemble des systèmes de production de froid basé sur l'énergie solaire [(Sarbu and Sebarchievici 2013)].

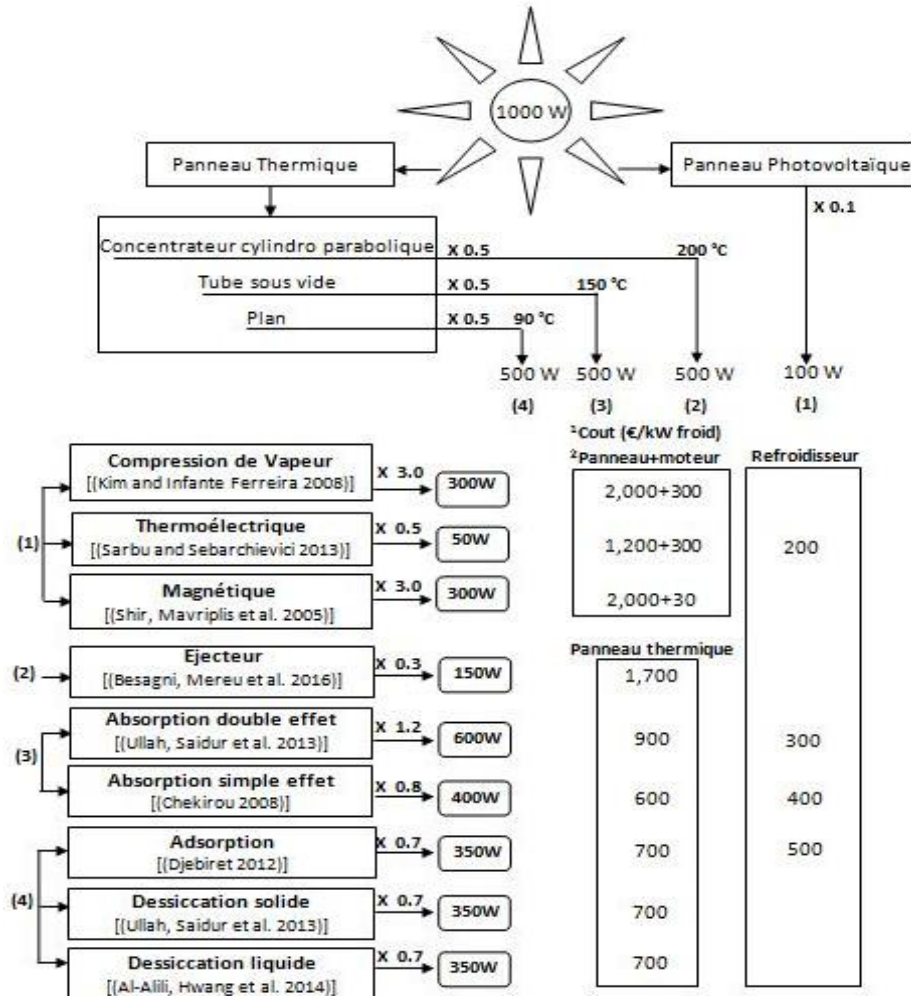


Fig. 1.14 : Performance et coût de divers systèmes solaires de production de froid [(Djebiret 2012)].

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

Ils ont conclu que les systèmes d'absorption à simple effet ont un COP compris dans la plage de 0.50 à 0.73, les systèmes d'adsorption ont un COP de 0.59, un système de dessiccation liquide a un COP de 0.51 et un système à jet de vapeur a un COP de 0.85. En ce qui concerne la température de fonctionnement, les systèmes d'adsorption fonctionnant à des températures comprise entre 53-82 °C en comparaison avec les systèmes d'absorption fonctionnant à 60-165 °C. Les systèmes dessiccation liquide fonctionnant à 67 °C et les systèmes à jet de vapeur fonctionnant à 118 °C.

Ils ont également comparé l'EER annuel, qui est défini comme le rapport entre la production annuelle de froid, et l'apport calorifique annuel, exprimés en Btu/(Wh). L'EER annuel moyen était de 1.98 pour tous les systèmes étudiés.

3 Conclusion

En résumé, plus de pays s'efforcent d'exploiter les énergies renouvelables que jamais. La pollution, les dépenses plus élevées et les ressources limitées sont les principaux obstacles à l'utilisation généralisée des combustibles fossiles. Par conséquent, les sources d'énergie renouvelables, telles que l'énergie solaire, ont été d'un intérêt considérable en raison de leurs avantages prometteurs.

En raison de la disponibilité annuelle du soleil, l'énergie solaire peut être facilement capturée dans le monde entier. Bien que, le système solaire photovoltaïque peut fournir de l'électricité ainsi que la production de froid, mais reste le coût d'investissements est plus chère en comparaison avec la production de froid solaire thermique (sorption). Ce dernier est beaucoup plus efficace à cause du coût réduit. Les technologies de production de froid solaire par sorption sont utilisées partout dans le monde pour des applications de refroidissement industriel et domestique. Ces systèmes de refroidissement sont plus applicables dans les zones éloignées, et les îles. Étant donné la production de froid classique est difficile, et l'énergie solaire est toujours disponible. Ces systèmes sont également plus adaptés que les systèmes de froid classiques, ils utilisent des fluides de travail sans pollution (au lieu de chlorofluorocarbures) comme des réfrigérants.

Cette étude résume également les différents fluides de travail des systèmes de production de froid solaire à absorption et à adsorption. En offrant divers résultats avec leurs

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

avantages et leurs limites. Bien que le coefficient de performance des systèmes de production de froid solaire à absorption soit meilleur suivi par les systèmes d'adsorption.

L'avantage des températures de fonctionnement au dessous de 100 °C pour les systèmes d'adsorption, et la possibilité d'utiliser des capteurs plan. Part contre, les systèmes d'absorption demande des températures plus élevé de 100 °C, et nécessite des capteurs sous vide qui sont chère.

Ceci nous a poussés à choisir les systèmes d'adsorption. ils présentent, en comparaison avec le système d'absorption, les avantages techniques suivantes : i) la simplicité de conception, de réalisation et de fonctionnement, ii) la machine demande moins de maintenance puisque elle ne présente pas de partie mobile, iii) possibilité de travailler avec des capteurs fabriqués localement, puisque la machine travail à des basses températures de fonctionnement, iv) le besoin d'auxiliaire source d'énergie pour le système d'adsorption est négligeable, v) problème de la mauvaise conductivité thermique de l'adsorbant sera probablement résolut très prochainement, puisque beaucoup de travaux de recherche actuelles traitent des nouveaux couples d'adsorption.

Par ailleurs, il faut signaler que notre équipe de froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable FCEEOR au sein de l'Unité de Développement des Équipements Solaire UDES, Bou-Ismaïl, Tipaza, Algérie a commencé de prêter attention à ce domaine. En particulier dans le domaine de la recherche sur les machines de production du froid solaire à adsorption. En réalisant et testant un prototype de réfrigérateur solaire à adsorption.

D'autre part et sans oublier, qu'au sein de l'université Mohamed Khider à Biskra, une équipe du laboratoire génie énergétique et matériaux LGEM compte se lancer dans le domaine de la recherche expérimentale, pour réaliser un prototype de production du froid solaire à adsorption. Cette étape vient à compléter toutes les études théoriques et numériques réalisés par les doctorants. Ils ont travaillé sur plusieurs thématiques des éléments de la machine frigorifique à adsorption.

Tout ça nous a poussés de faire une synthèse bibliographique approfondie, de l'état de l'art des systèmes de réfrigération solaire fonctionnant avec le cycle d'adsorption de base, dans le prochain chapitre. Les aspects thermodynamiques, l'évaluation de la performance, les couples de travail adsorbat-adsorbant les plus couramment utilisées sont également

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

décrites, présentant des exigences spécifiques, des avantages et des inconvénients dans leur sélection.

4 Bibliographie

- Aghbalou, F., A. Mimet, et al. (2004) Heat and mass transfer during adsorption of ammonia in a cylindrical adsorbent bed: thermal performance study of a combined parabolic solar collector, water heat pipe and adsorber generator assembly, *Applied Thermal Engineering*, 24, (17–18), 2537-2555.
- Agyenim, F., I. Knight, et al. (2010) Design and experimental testing of the performance of an outdoor LiBr/H₂O solar thermal absorption cooling system with a cold store, *Solar Energy*, 84, (5), 735-744.
- Al Mers, A., A. Azzabakh, et al. (2006) Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated carbon–ammonia pair, *Applied Thermal Engineering*, 26, 1866–1875.
- Al-Khalidy, N. (1997) Experimental investigation of solar concentrating collectors in a refrigerant ejector refrigeration machine, *International Journal of Energy Research*, 38, (6), 1123–1131.
- Arivazhagan, S., R. Saravanan, et al. (2006) Experimental studies on HFC based two-stage half effect vapour absorption cooling system, *Applied Thermal Engineering*, 26, (14–15), 1455-1462.
- Besagni, G., R. Mereu, et al. (2016) Ejector refrigeration: A comprehensive review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 53, 373-407.
- Boopathi Raja, V. and V. Shanmugam (2012) A review and new approach to minimize the cost of solar assisted absorption cooling system, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, (9), 6725-6731.
- Brites, G. J. V. N. (2013) Desenvolvimento e otimização de um sistema de refrigeração solar por adsorção, Doctoral, University of Coimbra, Portugal
- Chekirou, W. (2008) Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, Thèse de Doctorat d'état, Université Mentouri, Constantine
- Chen, J., K. J. Kim, et al. (1996) Performance enhancement of a diffusion-absorption refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, 19, (3), 208-218.
- Chidambaram, L. A., A. S. Ramana, et al. (2011) Review of solar cooling methods and thermal storage options, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, (6), 3220-3228.
- Choudhury, B., B. B. Saha, et al. (2013) An overview of developments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling, *Applied Energy*, 104, 554-567.
- Chua, H. T., H. K. Toh, et al. (2000) Improved thermodynamic property fields of LiBr–H₂O solution, *International Journal of Refrigeration*, 23, (6), 412-429.
- Critoph, R. E. (1994) An ammonia carbon solar refrigerator for vaccine cooling, *Renewable Energy*, 5, 502-508.

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

- Djebiret, M. A. (2012) Etude de faisabilité d'un climatiseur solaire adapté à la région de Biskra, Thèse de Magistère, Université Mohamed Khider, Biskra
- Eames, I. W., S. Aphornratana, et al. (1995) A theoretical and experimental study of a small-scale steam jet refrigerator, *International Journal of Refrigeration*, 18, (6), 378-386.
- El Fadar, A., A. Mimet, et al. (2009) Study of an adsorption refrigeration system powered by parabolic trough collector and coupled with a heat pipe, *Renewable Energy*, 34,, (10), 2271-2279.
- 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 d'état, Université Mohammed V, Rabat, Maroc
- Gonzalez, M. I. and L. R. Rodriguez (2007) Solar powered adsorption refrigerator with CPC collection system: Collector design and experimental test, *Energy Conversion and Management*, 48, (9), 2587-2594.
- Grossman, G. (2002) Solar-powered systems for cooling, dehumidification and air-conditioning, *Solar Energy*, 72, (1), 53-62.
- Guo, J. and H. G. Shen (2009) Modeling solar-driven ejector refrigeration system offering air conditioning for office buildings, *Energy and Buildings*, 41, (2), 175-181.
- Hassan, H. Z. and A. A. Mohamad (2012) A review on solar cold production through absorption technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, (7), 5331-5348.
- Hassan, H. Z. and A. A. Mohamad (2012) A review on solar-powered closed physisorption cooling systems, *Renewable and Sustainable Energy*, 16, (5), 2516-2538.
- Hassan, H. Z., A. A. Mohamad, et al. (2011) Simulation of an adsorption solar cooling system, *Energy*, 36, (1), 530-537.
- Kalkan, N., E. A. Young, et al. (2012) Solar thermal air conditioning technology reducing the footprint of solar thermal air conditioning, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16, (8), 6352-6383.
- Kim, D. S. and C. A. Infante Ferreira (2008) Solar refrigeration options - a state-of-the-art review, *International Journal of Refrigeration*, 31, (1), 3-15.
- Kluppel, R. P. and J. M. A. M. Gurgel (1988) solar adsorption cooling using silica gel/water, *Advances In Solar Energy Technology*, 3, 2627-2631.
- Koyfman, A., M. Jelinek, et al. (2003) An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids, *Applied Thermal Engineering*, 23, (15), 1881-1894.
- Li, C. H., R. Z. Wang, et al. (2003) Simulation and economic analysis of a solar-powered adsorption refrigerator using an evacuated tube for thermal insulation, *Renewable Energy*, 28, (2), 249-269.

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

- Li, Z. F. and K. Sumathy (2001) Experimental studies on a solar powered air conditioning system with partitioned hot water storage tank, *Solar Energy*, 71, (5), 285-297.
- Liu, Y. L. and R. Z. Wang (2004) Performance prediction of a solar/gas driving double effect LiBr–H₂O absorption system, *Renewable Energy*, 29, (10), 1677-1695.
- Louajari, M., A. Mimet, et al. (2011) Study of the effect of finned tube adsorber on the performance of solar driven adsorption cooling machine using activated carbon–ammonia pair, *Applied Energy*, 88, (3), 690-698.
- Luo, H. L., R. Z. Wang, et al. (2007) An efficient solar-powered adsorption chiller and its application in low-temperature grain storage, *Solar Energy*, 81, (5), 607-613.
- Mayor, J. and P. Dind (2002), Construction et test d'un réfrigérateur solaire à adsorption transportable. Switzerland, Laboratoire d'Energétique Solaire et de Physique du bâtiment, HES-SO/EIVD.
- Meunier, F. (1986) Theoretical performances of solid adsorbent cascading cycles using the zeolite-water and active carbon-methanol pairs: four case studies., *Heat Recovery System*, 6, 491-498.
- Omisanya, N., C. Folayan, et al. (2012) Performance of a zeolite – water adsorption refrigerator, *Advances in Applied science*, 3, (6), 3737–3745.
- Ortiz, M., H. Barsun, et al. (2010) Modeling of a solar-assisted HVAC system with thermal storage, *Energy and Buildings*, 42, (4), 500-509.
- Otanicar, T., R. A. Taylor, et al. (2012) Prospects for solar cooling – An economic and environmental assessment, *Solar Energy*, 86, (5), 1287-1299.
- Pfaff, M., R. Saravanan, et al. (1998) Studies on bubble pump for a water–lithium bromide vapour absorption refrigerator: Etudes sur une pompe à bulles pour réfrigérateur à absorption eau–bromure de lithium, *International Journal of Refrigeration*, 21, (6), 452-462.
- Pons, M. and P. Grenier (1986) A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the activated carbon+methanol pair, *Pergamon Journals*, 24, 615-625.
- Rosiek, S. and F. J. Batlles (2009) Integration of the solar thermal energy in the construction: Analysis of the solar-assisted air-conditioning system installed in CIESOL building, *Renewable Energy*, 34, (6), 1423-1431.
- Sakoda, A. and M. Suzuki (1986) Simultaneous transport of heat and adsorbate in closed type adsorption cooling system utilizing solar heat, *Solar Energy Engineering*, 108, (3), 239–45.
- Santori, G., S. Santamaria, et al. (2014) A stand-alone solar adsorption refrigerator for humanitarian aid, *Solar Energy*, 100, 172-178.
- Sarbu, I. and C. Sebarchievici (2013) Review of solar refrigeration and cooling systems, *Energy and Buildings*, 67, 286–297.

Chapitre 1. Revue bibliographique sur les systèmes de production de froid solaire.

- Shir, F., C. Mavriplis, et al. (2005) Analysis of room temperature magnetic regenerative refrigeration, *International Journal of Refrigeration*, 28, (4), 616-627.
- Solangi, K. H., M. R. Islam, et al. (2011) A review on global solar energy policy, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, (4), 2149-2163.
- Srikhirin, P. and S. Aphornratana (2002) Investigation of a diffusion absorption refrigerator, *Applied Thermal Engineering*, 22, (11), 1181-1193.
- Srikhirin, P., S. Aphornratana, et al. (2001) A review of absorption refrigeration technologies, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 5, (4), 343-372.
- Tierney, M. J. (2007) Options for solar-assisted refrigeration—Trough collectors and double-effect chillers, *Renewable Energy*, 32, (2), 183-199.
- Ullah, K. R., R. Saidur, et al. (2013) A review of solar thermal refrigeration and cooling methods, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 24, 499–513.
- Vasta, S., G. Maggio, et al. (2008) An adsorptive solar ice-maker dynamic simulation for north Mediterranean climate, *Energy Conversion and Management*, 49, (11), 3025-3035.
- Vidal, H., S. Colle, et al. (2006) Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system, *Applied Thermal Engineering*, 26, (7), 663-672.
- Wang, R. Z., M. Li, et al. (2000) An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker, *Solar Energy*, 68, (2), 189-195.
- Zhai, X. Q., M. Qu, et al. (2011) A review for research and new design options of solar absorption cooling systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 15, (9), 4416-4423.
- Zohar, A., M. Jelinek, et al. (2007) The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance, *Applied Thermal Engineering*, 27, (13), 2213-2219.

CHAPITRE 2 : ÉTAT DE L'ART SUR LA REFRIGERATION SOLAIRE À ADSORPTION

Dans ce chapitre, une présentation d'une synthèse bibliographique approfondie sur l'état de l'art des systèmes de réfrigération solaire fonctionnant avec le cycle d'adsorption de base. Les aspects thermodynamiques, l'évaluation de la performance et les couples de travail adsorbat-adsorbant les plus couramment utilisées sont également décrites. En présentant des exigences spécifiques, des avantages et des inconvénients dans la sélection de ces couples de travail.

1 Définition du phénomène d'adsorption

Fantana et Schelle ont découvert le phénomène d'adsorption en 1711. Ce phénomène qui est montré sur la Fig. 2.1, rend compte de la fixation de molécules de gaz (espèce adsorbable ou adsorbat) sur la surface du solide (adsorbant). Cette fixation est traduite par l'augmentation de la concentration des molécules de ce gaz à la surface du solide, par rapport à la quantité totale initiale du gaz. Cette fixation se fait sans modifier le volume de l'adsorbant. Ce phénomène dépend quantitativement des propriétés physiques (porosité, surface spécifique), chimique (acidité), et de la nature des molécules adsorbées. Au cours de l'adsorption, le gaz ne subit pas de transformation chimique, le solide conserve son intégrité physique et son architecture cristallographique. En particulier il n'y a pas de gonflement du solide. L'étude du phénomène d'adsorption montre que la nature de celle-ci varie selon les situations étudiées Djebiret (2012).

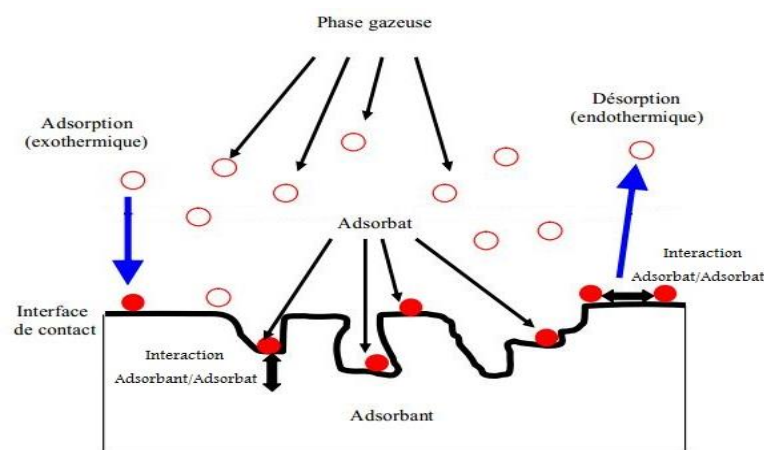


Fig. 2.1 : Schéma dispositif du phénomène adsorption [Chekirou (2008)].

2 Type d'adsorption

2.1 Adsorption chimique (chimisorption)

Le processus résulte d'une réaction chimique avec formation des liens chimiques entre les molécules d'adsorbat et la surface de l'adsorbant. En donnant naissance à des forces de liaisons très importantes (c'est pourquoi le phénomène est appelé chimisorption). Ces forces de liaisons très importantes ont des énergies assez grandes de l'ordre de 50 à 400 kJ/mole. C'est un phénomène irréversible [Errougani (2007) , Chekirou (2008)].

2.2 Adsorption physique (physisorption)

Dans le cas de l'adsorption physique, la fixation des molécules d'adsorbat sur la surface d'adsorbant se fait essentiellement par les forces de liaisons faibles du type Van Der Waals. Elle se produit sans modification de structure moléculaire, mettant en jeu une énergie d'interaction de l'ordre 20 kJ/mole. Elle ne modifie pas la nature chimique de la molécule de l'adsorbant. L'adsorption physique est parfaitement réversible c'est-à-dire que les molécules adsorbées peuvent être facilement désorbées en augmentant la température [Kim and Infante Ferreira (2008) , Djebiret (2012)].

Les procédés d'adsorption industriels notamment la réfrigération font intervenir généralement les propriétés de la réversibilité de l'adsorption physique. Par conséquent seule l'adsorption physique sera abordée dans ce travail.

Du point de vue thermodynamique, l'adsorption physique est considérée comme une transformation d'état du fluide d'une phase gazeuse à une phase adsorbée. Cette transformation s'effectue à pression et température constantes. Elle s'accompagne toujours d'un effet thermique dû à la chaleur isostérique d'adsorption, ce qui peut conduire à un échauffement du solide et à une réduction des quantités adsorbées.

3 Cycle de base de réfrigération solaire à adsorption

3.1 Principe de fonctionnement du cycle

L'énergie solaire est la source de la plupart des dispositifs d'adsorption fonctionnant avec le cycle de base de l'énergie. Dans les autres cas, les composants sont maintenus inchangés, la principale différence étant la construction des capteurs de chaleur.

Chapitre 2. État de l'art sur la réfrigération solaire à adsorption

Le réfrigérateur solaire à adsorption basé sur le cycle de base ne nécessite pas d'énergie mécanique ou électrique. Il suffit de l'énergie thermique, et elle fonctionne de façon intermittente en fonction du cycle journalier. Comme un système de compression de vapeur simple, ces systèmes d'adsorption sont des systèmes fermés, comprenant un compresseur, un condenseur et un évaporateur.

Cependant, dans ce cas, le compresseur est un adsorbeur alimenté par l'énergie thermique. L'effet de refroidissement est obtenu par l'évaporation d'un réfrigérant, tandis que la vapeur produite est absorbée par la couche d'adsorbant dans l'adsorbeur.

La quantité adsorbé du réfrigérant varie de manière cyclique, en fonction de la température et la pression du système adsorbant. Elle varie entre une limite maximale fixée par la pression de condensation, et une limite minimale imposée par la pression d'évaporation. A l'équilibre thermodynamique, le système est donc bivariant. Cela signifie que la masse de réfrigérant adsorbée (m) à l'équilibre est une fonction de la température T et de la pression P Errougani (2007), Djebiret (2012), Fernandes et al. (2014).

$$m = f(T, P) \quad 2.1$$

Dans sa forme la plus simple, un réfrigérateur solaire à adsorption est un système fermé constitué d'un adsorbeur solaire contenant le réacteur (hermétiquement scellé et peint en noir, afin d'optimiser l'absorption du rayonnement solaire), un condenseur, un récepteur équipé de deux valves, et une boîte froide avec l'évaporateur à l'intérieur. La Fig. 2.2 présente un dispositif de production de froid solaire à adsorption.

Le cycle d'adsorption de base consiste en quatre étapes (deux isobares et deux lignes isostères), qui peuvent être représentés dans le diagramme de Clapeyron. La Fig. 2.3 montre le cycle de base d'adsorption.

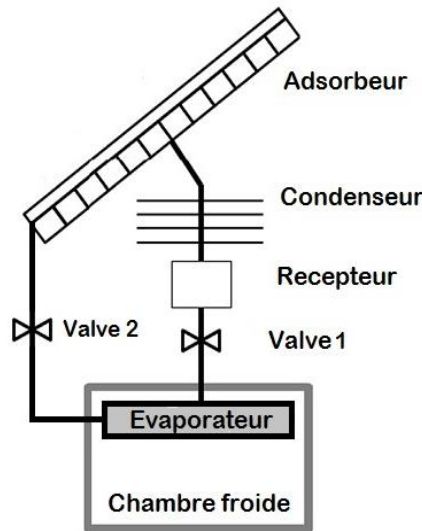


Fig. 2.2 : Principaux composants d'un dispositif de production de froid solaire à adsorption

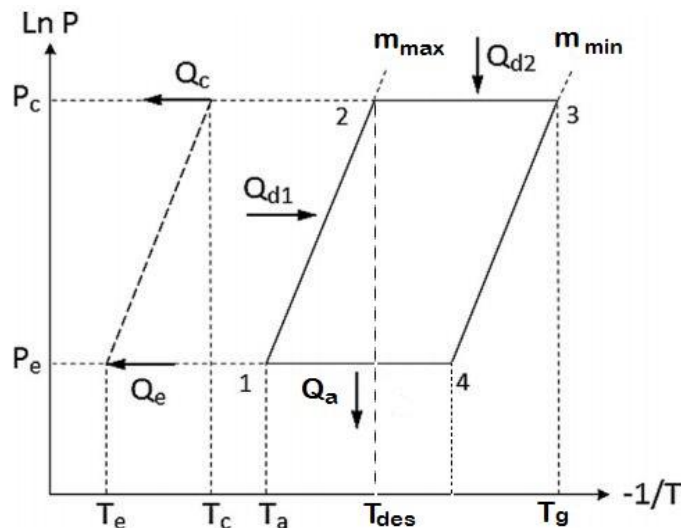


Fig. 2.3 : Cycle d'adsorption de base (diagramme de Clapeyron).

Le trajet thermodynamique décrit par un couple adsorbant -réfrigérant lors d'un cycle est constitué de deux phases principales:

3.1.1 Phase de chauffage

Chauffage isostérique (1-2) :

Le processus commence au point 1, lorsque l'adsorbant est à la température T_a (température d'adsorption) et à une basse pression P_e (pression d'évaporation). Dans ce cas, la quantité de réfrigérant adsorbé est à sa valeur maximale m_{max} .

La vanne 2 qui isole le réfrigérant provenant de l'évaporateur est fermée. En appliquant de la chaleur sur l'adsorbant, pour faire augmenter de la température et de la pression le long

de la ligne isostérique 1-2 (ce qui équivaut à la phase de compression du cycle à compression de vapeur). Tandis que, la masse de réfrigérant adsorbé reste constante à la valeur maximale pendant cette partie.

Désorption-condensation (2-3) :

En arrivant à la pression de condensation (P_c) au point 2, le processus de désorption commence. Lorsque le chauffage dans cette partie progressif, il provoque l'adsorbant pour libérer le fluide frigorigène (l'adsorbat) en état vapeur. L'adsorbat sera liquéfié dans le condenseur (équivalent à l'étape de condensation dans le cycle à compression de vapeur), en libérant de la chaleur de condensation Q_c , à la température de condensation T_c . L'adsorbat condensé sera recueilli dans un récepteur (ou il flux directement dans l'évaporateur, s'il n'y a pas de récepteur). Cette étape se termine lorsque l'adsorbant atteint sa température de régénération maximale, T_g , et le contenu d'adsorbat diminue à une valeur minimale m_{min} point 3.

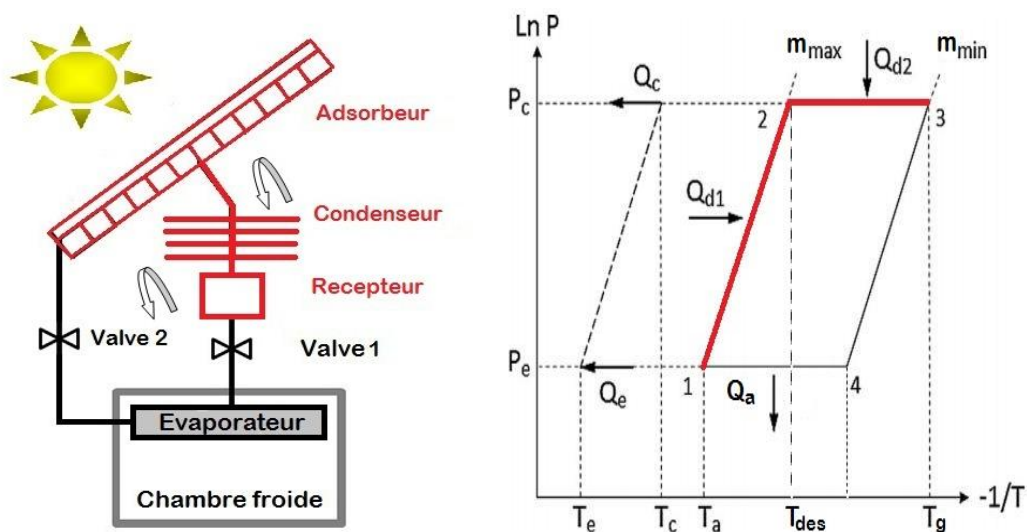


Fig. 2.4 : Phase de chauffage.

3.1.2 Phase de refroidissement

Refroidissement isostérique (3-4) :

L'adsorbant refroidit le long de la ligne 3-4 isostérique (équivalent à la phase de dilatation au cours du cycle à compression de vapeur), tandis que la teneur en fluide frigorigène adsorbé reste constante à la valeur minimale. Pendant cette phase la vanne 1 est ouverte,

permettant l'écoulement du réfrigérant dans l'évaporateur. La pression du système diminue jusqu'à ce qu'elle atteigne la pression d'évaporation P_e .

Adsorption - Évaporation (4-1) :

Cette partie d'adsorption et d'évaporation se produit du point 4 jusqu'au point 1 (ce qui équivaut à l'étape d'évaporation au cours du cycle à compression de vapeur). L'effet de refroidissement Q_e se produit dans l'évaporateur à la température d'évaporation T_e dans cette partie.

A ce stade, le fluide frigorigène vaporisé dans l'évaporateur circule vers l'adsorbeur avec l'ouverture de la vanne 2. Il est adsorbé jusqu'à ce que la teneur maximale m_{max} soit atteinte au point 1. Au cours de cette partie, l'adsorbant est refroidi jusqu'à ce qu'il atteigne la température d'adsorption T_a , en rejetant la chaleur sensible et la chaleur d'adsorption.

A la fin de cette partie, les vannes 1, 2 sont fermées (pour empêcher la condensation de se produire plus tard dans l'évaporateur) et le cycle recommence Anyanwu (2004).

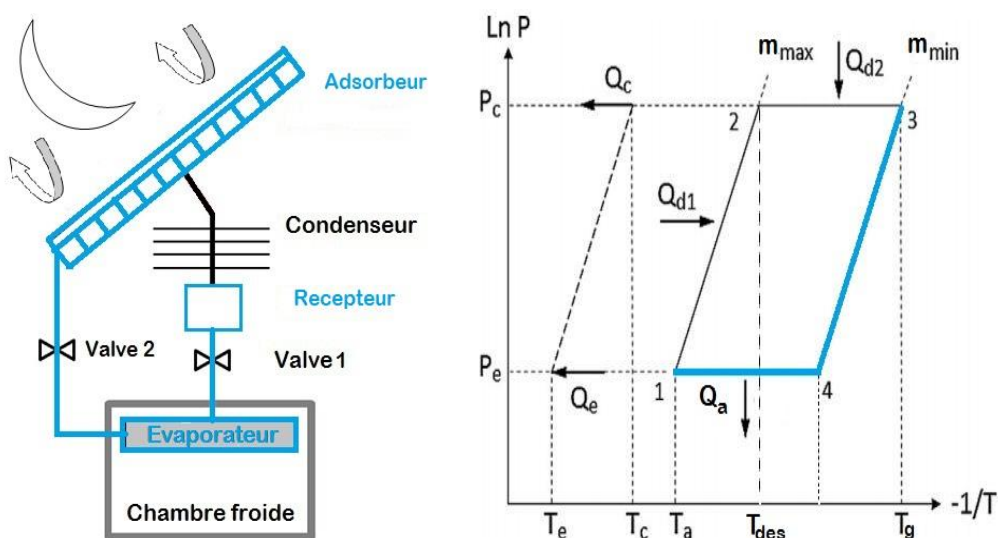


Fig. 2.5 : Phase de refroidissement.

4 Sélection du couple solide/fluide pour la production de froid par adsorption

La production du froid à adsorption dépend de la compatibilité du couple réfrigérant-adsorbant. Cependant, la sélection de ces derniers est essentielle, car l'efficacité de la machine dépend de certaines caractéristiques physiques et chimiques prépondérantes. De

Chapitre 2. État de l'art sur la réfrigération solaire à adsorption

plus, les choses qui évaluent l'efficacité de la machine c'est bien les conditions thermodynamiques (température et pression, ...etc.), la complexité dans la manipulation, le domaine d'utilisation et les soucis environnementaux ...etc. [Diny (1996) , Errougani (2007) , Chekirou (2008)]. Donc notre prochaine discussion va se consacrer sur une étude séparée de chaque partie du couple de travail.

4.1 Choix du solide adsorbant

Le choix de l'adsorbant dans l'étude du phénomène d'adsorption est vaste, Les adsorbants sont souvent choisis en fonction [Diny (1996) , Errougani (2007) , Chekirou (2008)] :

- leurs fortes conductivités thermiques pour avoir un bon transfert de chaleur au sein de l'adsorbeur.
- La capacité d'adsorption doit être plus élevée à la basse température, et à la pression d'équilibre dans l'évaporateur. Au contraire, elle doit être faible à la température élevée du cycle associée à la pression d'équilibre dans le condenseur.
- Il doit être non toxique et non corrosif.
- Il doit être largement disponible.
- Grande surface spécifique d'adsorption. Le tableau 2.1 donne la surface spécifique de différents adsorbants utilisés dans l'adsorption selon la classification de Errougani (2007).

Adsorbant	Surface spécifique (m ² /g)	Taille des pores (nm)	Porosité interne
Charbons actifs	400 à 2 000	1.0 à 4.0	0.4 à 0.8
Tamis moléculaires carbonés	300 à 600	0.3 à 0.8	0.35 à 0.5
Zéolites	500 à 800	0.3 à 0.8	0.3 à 0.4
Gels de silice	600 à 800	2.0 à 5.0	0.4 à 0.5
Alumines activées	200 à 400	1.0 à 6.0	0.3 à 0.6

Tableau 2.1 : Principales caractéristiques physiques des adsorbants Errougani (2007).

4.2 Choix du fluide adsorbat

Les fluides frigorigènes naturels utilisés dans les systèmes de réfrigération à adsorption ont généralement un impact environnemental nul. Les réfrigérants les plus couramment utilisés

Chapitre 2. État de l'art sur la réfrigération solaire à adsorption

sont l'ammoniac, le méthanol, et l'eau. Ils ont des valeurs de chaleur latente relativement élevées (1368, 1160 et 2258 kJ/kg, respectivement), et de faibles volumes spécifiques (de l'ordre de $103 \text{ m}^3 / \text{kg}$) [Fernandes, Brites et al. (2014)].

L'eau possède la meilleure chaleur latente de vaporisation. Il a l'avantage d'être non toxique. Sa prise en glace à $0 \text{ }^\circ\text{C}$, se qui limite son utilisation pour la production de froid aux basses températures [Errougani (2007)].

L'ammoniac et le méthanol ont une chaleur latente inférieure à celle de l'eau, mais ils ont l'avantage sur ce dernier de pouvoir produire du froid à des températures plus basses. Pour plus de détaille Le tableau 2.2 donne les propriétés thermodynamiques de ces réfrigérants [Baysinger et al. (2004)].

L'eau et le méthanol travaillent à des faibles pressions, et nécessitent des unités étanches fonctionnant sous vide, par rapport, à l'ammoniac. Ce dernier, travail dans des pressions élevés, qui se pose des problèmes de sécurité au niveau de l'installation [Errougani (2007)].

Le choix du fluide frigorigène est fait de sorte qu'il doit:

- Avoir une forte chaleur latente de vaporisation afin de produire le maximum de froid à l'évaporateur.
- Soit facilement adsorbable à basse température et plus difficilement à haute température.
- Avoir une molécule facilement adsorbable par l'adsorbant choisi.
- Ne provoque pas la corrosion des éléments de la machine.
- Être ininflammable et non explosif en mélange avec l'air.
- Faible viscosité.

Chapitre 2. État de l'art sur la réfrigération solaire à adsorption

Réfrigérant	Température (°C)	Chaleur latente (kJ/kg)	Pression vapeur (bar)
<i>EAU</i>	0	2485	0.0063
	20	2442	0.0236
	40	2397	0.0747
<i>Ammoniac</i>	-30	1359	1.195
	-10	1296	2.909
	0	1262	4.294
	30	1146	11.665
<i>Méthanol</i>	-50	1190	0.01
	-10	1182	0.04
	30	1155	0.25

Tableau 2.2 : Propriétés thermodynamiques de l'eau, de l'ammoniac et du méthanol [Baysinger, Berger et al. (2004)].

4.3 Couples de travail

Les couples les plus étudiés dans le cas de la production du froid sont : zéolithe-eau, charbon actif-méthanol, charbon actif-ammoniac, et silicagel-eau. Le choix d'un bon couple de travail dépend aussi de l'application [Luo (1991) , Tangkengsirisin et al. (1998) , Aghbalou et al. (2004)].

Silica-gel-eau est idéal pour les applications de l'énergie solaire en raison de sa faible température de régénération. Il nécessite une source de chaleur de qualité faible, généralement inférieure à 85 °C. En outre, l'eau a l'avantage d'avoir une chaleur latente supérieure à d'autres réfrigérants conventionnels. Il est adapté pour les applications de conditionnement d'air avec des flux d'eau glacée haute, où les températures élevées d'évaporation peuvent être utilisés (il est largement utilisé dans les refroidisseurs d'adsorption) [Wang et al. (2014)].

Cependant, cette paire a une capacité d'adsorption faible ainsi que la pression de vapeur faible, ce qui peut entraver le transfert de masse. En outre, cette paire de travail nécessite des conditions de vide dans le système. Donc tout gaz non condensable va provoquer une réduction significative de la performance du système [Wang et al. (2010), Fernandes, Brites et al. (2014), Wang et al. (2014)].

Chapitre 2. État de l'art sur la réfrigération solaire à adsorption

Le couple charbon actif-ammoniac nécessite des températures de régénération qui peuvent dépasser 150 °C. Sa chaleur d'adsorption est similaire à celle du couple charbon actif-méthanol, mais il nécessite des pressions de fonctionnement plus élevées. Ce dernier, mène à améliorer les performances de transfert de chaleur et de masse, et réduit la durée du cycle. Tous ces facteurs contribuent à augmenter la capacité de refroidissement spécifique du système, et rendent encore plus attractif pour les chercheurs. Toutefois, le charbon actif a une capacité d'adsorption plus basse à l'ammoniac que le méthanol, en outre, il faut prendre soin en raison de la toxicité de l'ammoniac. Ce dernier est très dangereux formant avec l'air un mélange explosif, et peut former une certaine réaction chimique avec les matériaux de construction de la machine tel que le cuivre [Fernandes, Brites et al. (2014), Cabeza et al. (2016)].

À son tour, le charbon actif-méthanol est l'une des couples de travail les plus courantes dans les systèmes d'adsorption de réfrigération. Elle opère également à des températures de régénération faible (il faut prendre soin car les températures de régénération supérieures à 120 °C favoriser la décomposition du méthanol), tandis que sa température ascenseur d'adsorption d'évaporation est limitée à 40 °C [Fernandes, Brites et al. (2014)].

5 Résumé des systèmes d'adsorption solaire fonctionnant avec le cycle de base.

La réfrigération solaire à adsorption est l'une des technologies les plus prometteuses, principalement en raison de sa simplicité, de ses faibles impacts environnementaux, et de ses faibles besoins d'entretien. Cette technologie a fait l'objet d'un intérêt scientifique considérable au cours des dernières décennies. Il existe actuellement un grand nombre de publications à ce sujet. La plupart d'entre eux décrivent la construction et le test des systèmes, ou des modèles numériques et des études de simulation. De nombreux prototypes de systèmes de réfrigération solaire à adsorption fonctionnant avec le cycle de base ont déjà été testés avec succès dans différentes régions du monde. Ils ont été testés dans des conditions environnementales très différentes. Certains de ces prototypes sont décrits brièvement ci-dessous, selon les paires de travail les plus courantes.

5.1 Charbon Actif - Méthanol

Les premiers enregistrements d'application de la paire de charbon actif-méthanol dans les systèmes de réfrigération à adsorption s'est produit en France. Au début des années 1980,

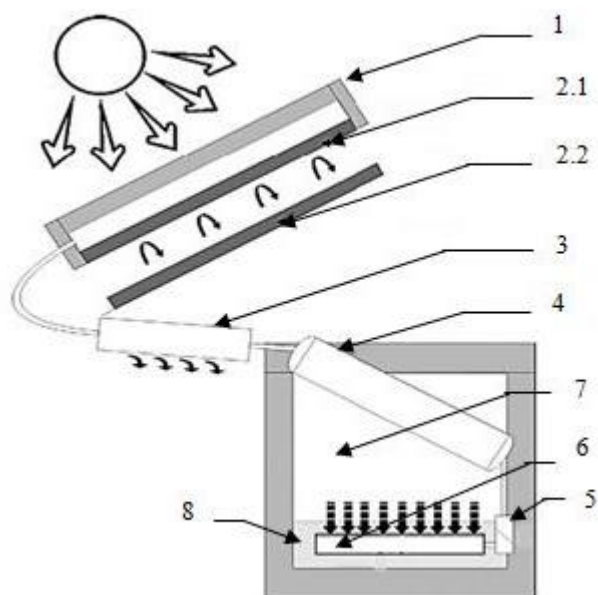
Chapitre 2. État de l'art sur la réfrigération solaire à adsorption

[Delgado et al. (1982)] ont développé une étude numérique sur un système de capteurs solaires de 4 m², atteignant une production de glace d'environ 25 kg par jour. La performance de ce système été d'un COP de 0.15. Au cours de la même décennie, [Pons and Guillemot (1986)] ont développé un prototype solaire à production de glace, comprenant quatre capteurs solaires plans (surface totale de 6 m²) équipés d'amortisseurs, pour augmenter le refroidissement nocturne de l'adsorbeur. Ce prototype se compose de deux condenseurs refroidis par air, et un évaporateur capable de produire entre 30 et 35 kg de glace par jour. Les performances ont arrivés à un COP solaire de 0.10-0.12, pour des conditions de ciel clair [rayonnement solaire entre 16 et 19 MJ / (m² / jour)].

Au début des années 1990, un réfrigérateur solaire à adsorption a été conçu et construit en Thaïlande. Il contient un collecteur de plaques solaires de 0.97 m² constitué d'un réseau de conduites de cuivre, d'un condenseur refroidi par eau, et d'une boîte froide avec un récepteur de liquide et un évaporateur à l'intérieur. Le COP solaire obtenu variait entre 0.10 et 0.123. La production journalière de glace a été de 4 kg. La température dans l'évaporateur pendant la plupart des nuits était inférieure à -7 °C, atteignant parfois -12 °C.

[Mhiri and El Golli (1996)] ont décrit l'étude d'un réfrigérateur solaire à adsorption, travaillant avec la paire de charbon actif-méthanol. Afin de construire un système industriel, le dispositif fonctionnait par intermittence. Il avait une zone de collecte de 4 m² sur la paroi du récipient d'adsorbant. Le COP solaire maximal variait de 0.14 à 0.19, pour un flux de rayonnement solaire entre 5 et 17 MJ / m², respectivement. Ce réfrigérateur a produit 12.2 kg de glace quotidiennement à -5 °C.

À Hong Kong, un réfrigérateur solaire a été conçu et construit par Sumathy et Zhongfu, comprenant un charbon domestique à l'intérieur d'un capteur solaire plan de 0,92 m² Sumathy and Zhongfu (1999). Le système était capable de produire 4 à 5 kg de glace par jour, à une température de -6 °C dans l'évaporateur, pour un rayonnement solaire quotidien compris entre 17 et 19 MJ / m². Les valeurs du COP solaire obtenues été de 0.1-0.12. Parallèlement, [Buchter et al. (2003)] ont testé au Burkina Faso un réfrigérateur solaire avec capteur solaire de 2m², équipé d'amortisseurs de ventilation pour augmenter le refroidissement pendant la nuit de l'adsorbeur (Fig. 2.6).



1 - collecteur-adsorbeur solaire, 2.1 - amortisseurs de ventilation en position fermée, 2.2 - Amortisseurs de ventilation en position ouverte, 3 - condenseur, 4 - bouteille graduée, 5 - clapet anti-retour, 6 - évaporateur, 7 - Chambre froide, et 8 - stockage de glace.

Fig. 2.6 : Réfrigérateur solaire à adsorption avec clapets de ventilation [Buchter, Dind et al. (2003)].

Le COP solaire de cette machine variait entre 0.09 et 0.13, lorsque les valeurs de rayonnement solaire quotidien étaient comprises entre 22 et 25 MJ / m². La glace produite pendant l'étape d'adsorption a été utilisée pour préserver la température de la boîte froide à 5 ° C pendant la journée. Ce dispositif a montré une meilleure performance par rapport à des prototypes similaires. Comme un exemple un réfrigérateur solaire avec un capteur plan de 1 m² testé au Maroc par Boubakri et al. Il a produit 4 kg de glace par jour (rayonnement solaire quotidien de 19,5 MJ / m²), avec un COP solaire 0.12 [Boubakri et al. (1992)].

[Gonzalez and Rodriguez (2007)] ont présenté un système de réfrigération solaire comprenant un collecteur solaire parabolique de 0.55 m² avec 4 récepteurs de tubes parallèles contenant le lit du charbon actif (Fig. 2.7). Il contient aussi, un condenseur qui se compose d'une chambre cylindrique traversée par des tuyaux d'eau de refroidissement, et d'un réservoir d'eau fixé au système. Le débit d'eau de refroidissement est favorisé par une pompe à commande électrique alimentée par un module photovoltaïque. L'évaporateur se compose de plusieurs tuyaux verticaux, chacun entouré par un petit réservoir cylindrique contenant l'eau pour le réfrigérer. Des essais expérimentaux ont conduit à un maximum de COP solaire de 0.1, pour une température dans l'évaporateur a atteint -1.1 °C, ce qui correspond à 19.5 MJ / m² de rayonnement solaire quotidien.

Chapitre 2. État de l'art sur la réfrigération solaire à adsorption

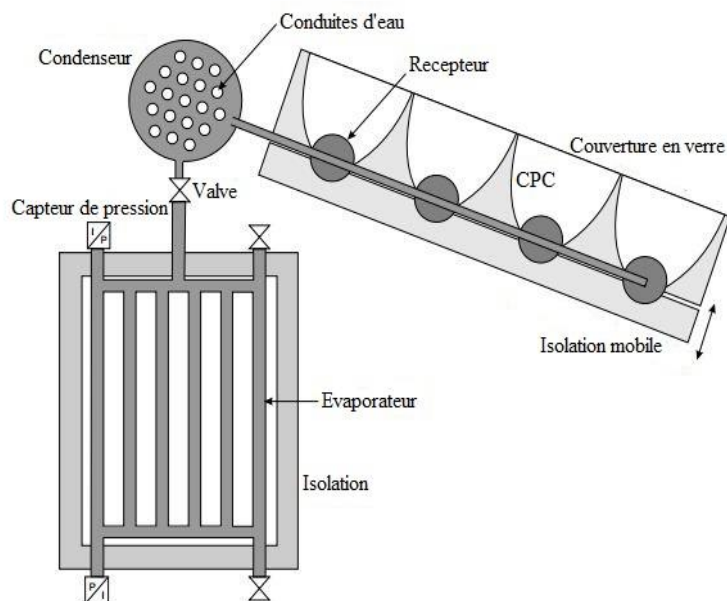


Fig. 2.7 : schéma du prototype de production de froid solaire à adsorption [Gonzalez and Rodriguez (2007)].

Au Brésil, [Leite et al. (2007)] ont analysé expérimentalement les paramètres de performance d'un dispositif frigorifique solaire à adsorption avec une surface de captation de $2 \times 1 \text{ m}^2$. Le collecteur solaire/l'adsorbeur est multitubulaire et thermiquement isolé par une matière plastique transparente. Ces côtés peuvent être enlevés pendant la nuit, pour aider à refroidir l'adsorbeur. Les réflecteurs semi-cylindriques concentrent le rayonnement solaire côté collecteur. Ce dernier n'est pas directement irradié par le soleil.

Le condenseur est immergé dans l'eau pour faciliter l'échange de chaleur. La disposition du dispositif est présentée à la Fig. 2.8. Des essais expérimentaux effectués dans une région le long de l'équateur ont été effectués entre octobre et décembre. Les conditions opérationnelles ont été pour un ciel clair, partiellement nuageux, et couvert. Ce qui a donné des températures d'évaporation de -4.6 , -2.5 et $-1.8 \text{ }^\circ\text{C}$, avec des productions quotidiennes de glace de 6.05 , 2.10 et 0 kg par m^2 de collecteur, respectivement. Le COP solaire obtenu est de 0.09 .

En Italie, [Vasta et al. (2008)] ont présentés le modèle numérique d'un réfrigérateur solaire à adsorption. Ce modèle simule les différents stades du cycle thermodynamique, et les processus qui se produisent dans les composants du système. Les composants sont: un collecteur solaire de 1.5 m^2 contenant le lit adsorbant, un condenseur et une chambre froide (Ayant à l'intérieur un évaporateur et l'eau à geler).

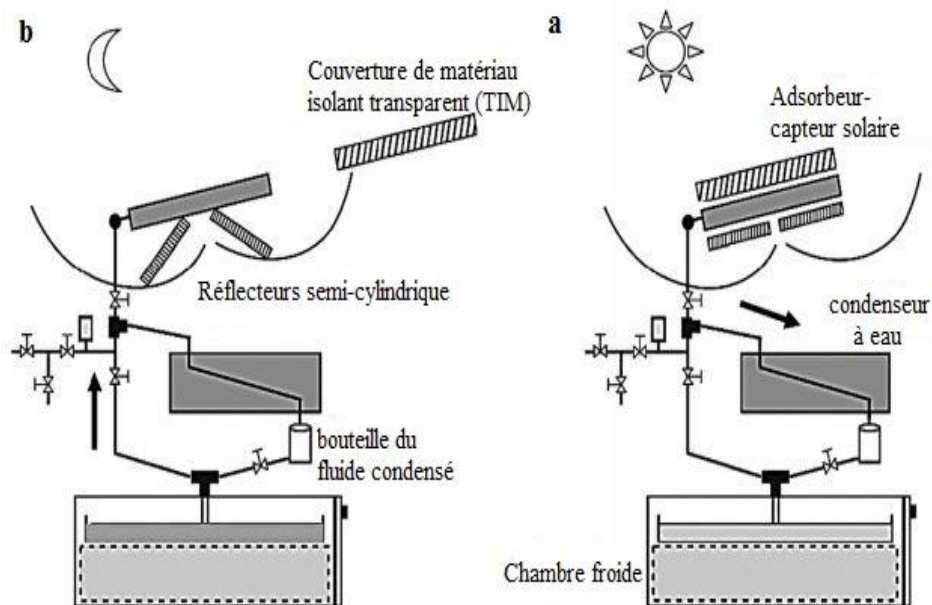


Fig. 2.8 : réfrigérateur solaire testé au Brésil: (a) l'étape de régénération et (b) l'étape de réfrigération [Leite, Grilo et al. (2007)].

À partir des résultats des simulations annuelles, ils ont été constatés que pour la plupart de l'année (février-octobre), le système a la capacité de produire entre 4 et 5 kg de glace par jour. Pour les mois les plus froids (novembre-Janvier), il est possible de produire 2-3.5 kg de glace par jour. Le COP solaire moyen mensuel variait de 0.05 (juillet) à 0.11 (janvier), avec un COP moyen annuel de 0.07.

5.2 Charbon Actif- Ammoniac

À la fin des années 1980, [Critoph (1994)] a développé un simple réfrigérateur solaire à faible coût fonctionnant à haute pression avec le couple charbon actif-ammoniac. Il a été recommandé par les Nations Unies pour le stockage des vaccins dans les régions pauvres. Les tubes du capteur solaire plan de 1.4 m² contiennent l'adsorbant à l'intérieur. Il utilise une isolation thermique transparente pour réduire les pertes de chaleur du capteur. Le condensateur en forme de bobine est immergé dans un réservoir d'eau. L'évaporateur est également enroulé et immergé dans l'eau, et sa température a atteint -1 °C pendant les essais expérimentaux, en produisant 3-4 kg de glace par jour, avec un COP solaire 0.04.

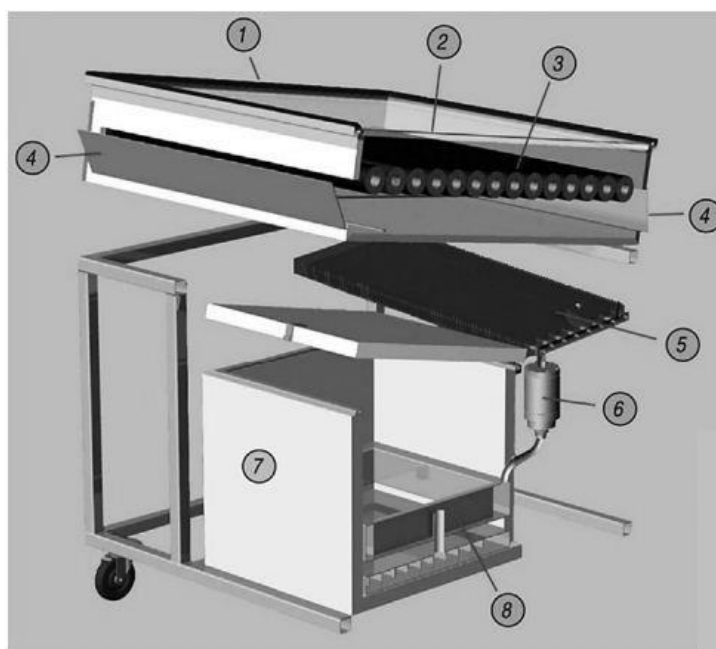
[Al Mers et al. (2006)] ont présentés un modèle numérique décrivant les processus de transfert de chaleur et de masse dans un réacteur cylindrique à ailettes d'un réfrigérateur solaire à adsorption. Les résultats d'optimisation ont montré que l'introduction de 6 ailettes,

par rapport à un lit sans ailettes, augmente le COP solaire du système d'environ 45% (de 0.07 à 0.11).

5.3 Gel de silice- Eau

En 1986, un système de réfrigération avec un capteur solaire plan de 0.25 m² contenant du gel de silice a été développé au Japon par [Sakoda and Suzuki (1986)]. Pour améliorer le transfert de chaleur du collecteur, il a été divisé en plusieurs blocs avec des ailettes carrées, conduisant la température du lit adsorbant à une température maximal de 80 °C. Le COP solaire de 0.2 a été obtenu.

Dans la même décennie,[Kluppel and Gurgel (1988)] ont construit et testé au Brésil deux prototypes de réfrigération à adsorption à énergie solaire thermique: un petit réfrigérateur domestique, et un refroidisseur d'eau portatif. Le COP solaire qui a été obtenu est de 0.055 pour le réfrigérateur domestique avec des températures d'évaporateur inférieures à 4 °C. Alors qu'un COP solaire de 0.077 a été atteint pour le refroidisseur d'eau portatif avec des températures d'évaporateur autour de 12 °C.



1 : Capteur adsorbant, 2 : Vitrage, 3 : Tube adsorbant, 4 : Volet de refroidissement, 5 : Condenseur, 6 : Vanne automatique, 7 : mure Isolée, 8 : Évaporateur auto-stockeur.

Fig. 2.9 : Réfrigérateur solaire avec le couple de travail gel de silice-eau [Mayor and Dind (2002)].

En Suisse,[Mayor and Dind (2002)] ont construit un prototype portatif de réfrigérateur solaire à adsorption, la Fig. 2.9 montre le prototype. Le collecteur a une surface de 1 m²,

Chapitre 2. État de l'art sur la réfrigération solaire à adsorption

contenant le gel de silice à l'intérieur de ses tubes. La boîte froide est isolée thermiquement par des panneaux à vide, et le système contient une vanne spéciale qui remplace les vannes manuelles des prototypes précédents. Ce système de réfrigération a la capacité de refroidir une masse de 2.5 à 3.7 kg d'eau dans un climat désertique. Le système conserve le froid sous forme de glace, ce qui permet 3 jours d'autonomie en l'absence de soleil ($8\text{ }^{\circ}\text{C}$ à l'intérieur de la caisse froide). Mayor et Dind estiment que le COP solaire du système varie entre 0.10 et 0.15, pour un climat chaud et désertique caractérisé par des températures élevées, même pendant la nuit.

[Lu et al. (2013)] ont conçu un nouveau réfrigérateur solaire à adsorption avec une masse de 65 kg de gel de silice. Le système de réfrigérateur à adsorption a fonctionné dans les conditions météorologiques de Dezhou-Chine. Les résultats expérimentaux ont montré que la capacité de refroidissement et le COP solaire moyenne étaient respectivement de 17.6 kW et de 0.16.

Récemment, un système de réfrigération solaire à adsorption fonctionnant avec la paire silice-gel-eau a été développé au Portugal [Brites (2013)]. Le système se compose d'un collecteur solaire plat de 1 m^2 , d'un condenseur, d'un récepteur de condensat, et d'un évaporateur à l'intérieur d'une boîte froide (Fig. 2.10). A partir des résultats expérimentaux, il a constaté que l'unité est capable d'atteindre un COP solaire de 0.07, refroidissant une charge journalière de 6 kg d'eau, et produisant encore une quantité significative de glace à l'intérieur de l'évaporateur pour maintenir sa température constante tout le temps (Près de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$).

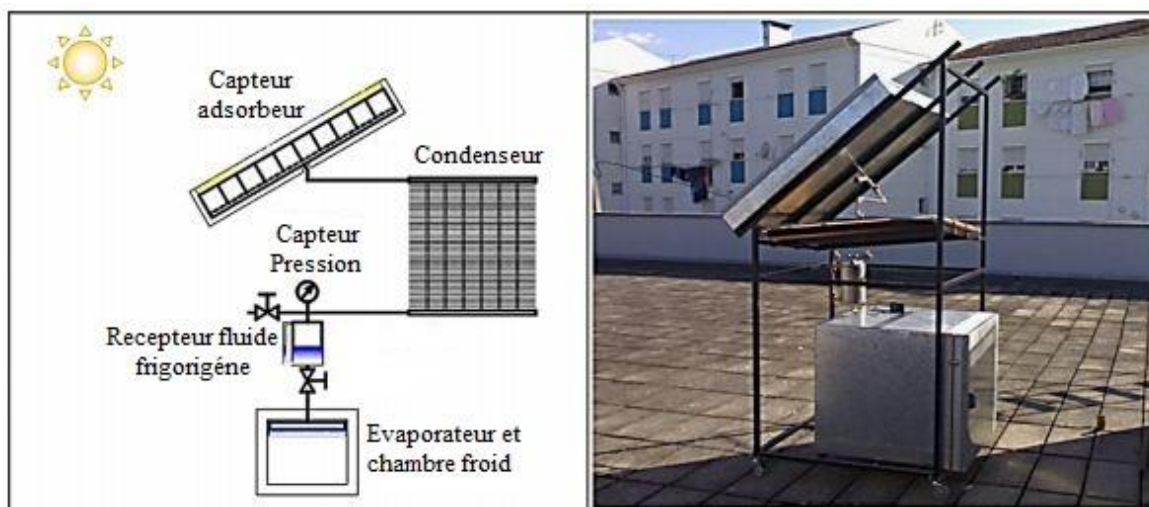


Fig. 2.10 : Réfrigérateur solaire construit au Portugal schéma et photo Brites (2013).

5.4 Zéolite- Eau

L'application de ce couple de travail dans les systèmes frigorifiques est apparue à la fin des années 1970. Principalement grâce au travail du inventeur Tchernev, qui a développé un réfrigérateur solaire de 100 dm³ avec un capteur solaire de 1 m² [Fernandes, Brites et al. (2014)]. Pour une consommation d'énergie solaire de 21.6 MJ, le réfrigérateur a produit 3.24 MJ de froid par m² de surface de captage, avec un COP solaire de 0.15. Le succès de ce prototype a suscité un intérêt mondial renouvelé pour le refroidissement solaire à adsorption. Le système a été commercialisé par Zeopower Co. (USA) [Choudhury et al. (2013)].

Parallèlement, en France, Dupont, Guillemot, Meunier et Nguyen. Ont étudié un réfrigérateur solaire avec un capteur solaire de 0.8 m², où deux modes de fonctionnement ont été testés: condenseur refroidi par eau et condenseur refroidi par air. Des essais expérimentaux ont montré que, dans le cas du condenseur refroidi à l'eau, le COP solaire variait de 0.04 à 0.14, produisant entre 3.71 et 8.14 kg de glace par jour/m² de captation. Dans le cas du condenseur refroidi par air, le COP solaire atteint 0.10, avec une production quotidienne de glace de 7 kg / m² [Fernandes, Brites et al. (2014)].

Plus récemment, [Li et al. (2003)] ont présentés les résultats de simulation d'un réfrigérateur solaire, dans lequel la zéolithe est placée à l'intérieur des tubes sous vide du collecteur solaire. L'adsorbant peut atteindre 200 °C et la performance globale du système est relativement élevée par rapport aux réfrigérateurs solaires à adsorption précédents, atteignant des valeurs théoriques de COP solaire supérieures à 0.25.

6 Conclusion

Dans ce chapitre on a présenté une synthèse bibliographique approfondi de l'état de l'art des systèmes de réfrigération solaire à adsorption fonctionnant avec le cycle de base. Les aspects thermodynamiques, l'évaluation de la performance et les couples de travail adsorbant-adsorbant les plus couramment utilisées sont également décrites.

Nous en concluons que le système de réfrigération solaire à adsorption intermittent a été étudié en profondeur à la fois théoriquement et expérimentalement, principalement en raison de sa simplicité et de ses faibles coûts de fonctionnement. Ce type de système d'adsorption présente plusieurs avantages par rapport aux systèmes communs de

Chapitre 2. État de l'art sur la réfrigération solaire à adsorption

réfrigération à compression de vapeur. À titre d'exemple, les avantages environnementaux des systèmes d'adsorption et en raison de la disponibilité annuelle de la lumière solaire, l'énergie solaire peut être facilement capturée dans le monde entier.

D'une part, les résultats trouvés ont montré aussi que le charbon actif-méthanol est le meilleur couple, pour les applications solaires. En raison de sa basse température de régénération qui nécessite l'utilisation d'un capteur solaire plan simple par rapport aux autres couples et ses basses pressions de travail. D'autre part, au niveau de l'unité de développement des équipements solaires UDES à Bou-Ismaïl, l'équipe de froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable FCEEOR était la première en Algérie, dans la réalisation d'un prototype (semi pilote) de production de froid solaire à adsorption qui travaille avec le couple charbon actif AC-35/ Méthanol. Ce dernier était conçu, réalisé et testé par cette équipe dans des conditions opératoires contrôlées au niveau du laboratoire FCEEOR. Donc il est évident que notre prochain travail sera sur l'investigation sur le prototype de production de froid solaire à adsorption qui travaille avec le couple charbon actif/ méthanol.

7 Bibliographie

- Aghbalou, F., A. Mimet, F. Badia, J. Illa, A. El Bouardi and J. Bougard (2004) Heat and mass transfer during adsorption of ammonia in a cylindrical adsorbent bed: thermal performance study of a combined parabolic solar collector, water heat pipe and adsorber generator assembly. *Applied Thermal Engineering* 24:2537–2555.
- Al Mers, A., A. Azzabakh, A. Mimet and H. El Kalkha (2006) Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated carbon–ammonia pair. *Applied Thermal Engineering* 26:1866–1875.
- Anyanwu, E. (2004) Review of solid adsorption solar refrigeration II: An overview of the principles and theory. *Energy Conversion and Management* 45:1279–1295.
- Baysinger, G., L. Berger, R. N. Goldberg, H. V. Kehiaian, K. Kuchitsu, G. Rosenblatt, D. L. Roth and D. Zwillinger (2004) *CRC Handbook of Chemistry and Physics*, New York.
- Boubakri, A., M. Arsalane, B. Yous, L. Ali-Moussa, M. Pons, F. Meunier and J. J. Guillemot (1992) Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir (Morocco)—1. Performance in actual site. *Renewable Energy* 2(1):7-13.
- Boubakri, A., M. Arsalane, B. Yous, L. Ali-Moussa, M. Pons, F. Meunier and J. J. Guillemot (1992) Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir (Morocco)—2. Influences of meteorological parameters. *Renewable Energy* 2(1):15-21.
- Brites, G. J. V. N. (2013) *Desenvolvimento e otimização de um sistema de refrigeração solar por adsorção*. Doctoral. University of Coimbra, Portugal
- Buchter, F., P. Dind and M. Pons (2003) An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso. *International Journal of Refrigeration* 26(1):79-86.
- Cabeza, L. F., A. Sole and C. Barreneche (2016) Review on sorption materials and technologies for heat pumps and thermal energy storage. *Renewable Energy*:1-37.
- Chekirou, W. (2008) *Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption*. Thèse de Doctorat d'état. Université Mentouri, Constantine
- Choudhury, B., B. B. Saha, P. K. Chatterjee and J. P. Sarkar (2013) An overview of developments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling. *Applied Energy* 104:554-567.
- Critoph, R. E. (1994) An ammonia carbon solar refrigerator for vaccine cooling. *Renewable Energy* 5:502-508.
- Delgado, R., A. Choisier, P. Grenier, I. Ismail, F. Meunier and M. Pons (1982), Etude du cycle intermittent charbon actif-méthanol en vue de la réalisation d'une machine à fabriquer de la glace fonctionnant à l'énergie solaire., *Proceedings of the Meeting of Commissions E1–E2*. Israel, International Institute of Refrigeration; Jerusalem: French. p. 185–91.

Chapitre 2. État de l'art sur la réfrigération solaire à adsorption

- Diny, M. (1996) Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption modelisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine. Thèse de Doctorat d'état. Université Henri Poincaré. Nancy 1
- Djebiret, M. A. (2012) Etude de faisabilité d'un climatiseur solaire adapté à la région de Biskra. Thèse de Magistère. Université Mohamed Khider, Biskra
- 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 d'état. Université Mohammed V, Rabat, Maroc
- Fernandes, M. S., G. J. V. N. Brites, J. J. Costa, A. R. Gaspar and V. A. F. Costa (2014) Review and future trends of solar adsorption refrigeration systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 39:102–123.
- Gonzalez, M. I. and L. R. Rodriguez (2007) Solar powered adsorption refrigerator with CPC collection system: Collector design and experimental test. *Energy Conversion and Management* 48(9):2587-2594.
- Kim, D. S. and C. A. Infante Ferreira (2008) Solar refrigeration options - a state-of-the-art review. *International Journal of Refrigeration* 31(1):3-15.
- Kluppel, R. P. and J. M. A. M. Gurgel (1988) solar adsorption cooling using silica gel/water. *Advances In Solar Energy Technology* 3:2627-2631.
- Leite, A. P. F., M. B. Grilo, R. R. D. Andrade, F. A. Belo and F. Meunier (2007) Experimental thermodynamic cycles and performance analysis of a solar-powered adsorptive icemaker in hot humid climate. *Renew Energy* 32:697–712.
- Li, C. H., R. Z. Wang and Y. J. Dai (2003) Simulation and economic analysis of a solar-powered adsorption refrigerator using an evacuated tube for thermal insulation. *Renewable Energy* 28(2):249-269.
- Lu, Z., R. Wang and Z. Xia (2013) Experimental analysis of an adsorption air conditioning with micro-porous silica geledwater. *Applied Thermal Engineering* 50:1015-1020.
- Luo, L. (1991) Etude thermodynamique et thermique de machine à cycle inverse à adsorption. Thèse de Doctorat. L'institut national polytechnique de Lorraine., Nancy
- Mayor, J. and P. Dind (2002), Construction et test d'un réfrigérateur solaire à adsorption transportable. Switzerland, Laboratoire d'Energétique Solaire et de Physique du bâtiment, HES-SO/EIVD.
- Mhiri, F. and S. El Golli (1996) Etude d'un réfrigérateur solaire à adsorption solide avec le couple charbon actif-méthanol. *Revue Générale de Thermique* 35(412):269-277.
- Pons, M. and J. J. Guillemot (1986) Design of an experimental solar powered solidadsorption ice maker. *J Sol Energy Eng* 4:332–7.

Chapitre 2. État de l'art sur la réfrigération solaire à adsorption

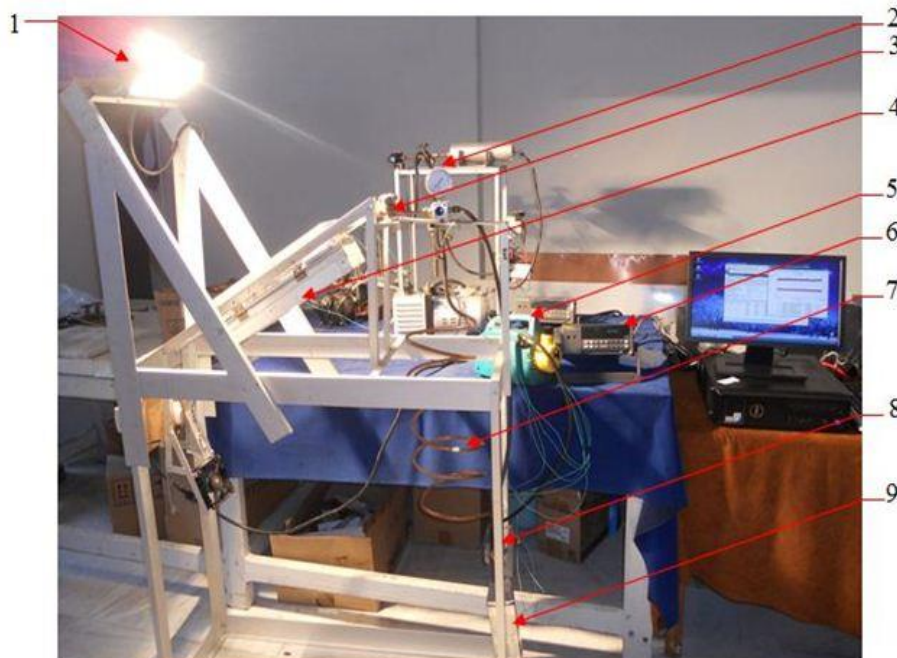
- Sakoda, A. and M. Suzuki (1986) Simultaneous transport of heat and adsorbate in closed type adsorption cooling system utilizing solar heat. *Solar Energy Engineering* 108(3):239–45.
- Sumathy, K. and L. Zhongfu (1999) Experiments with solar-powered adsorption ice-maker. *Renewable Energy* 16(1–4):704-707.
- Tangkengsirisin, V., A. Kanzawa and T. Watanabe (1998) a solar-powered adsorption cooling system using silica gel-water mixture. *Energy* 23:347–353.
- Vasta, S., G. Maggio, G. Santori, A. Freni, F. Polonara and G. Restuccia (2008) An adsorptive solar ice-maker dynamic simulation for north Mediterranean climate. *Energy Conversion and Management*, 49(11):3025-3035.
- Wang, D., J. Zhang, X. Tian, D. Liu and K. Sumathy (2014) Progress in silica gel–water adsorption refrigeration technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 30:85–104.
- Wang, D., J. Zhang, Q. Yang, N. Li and K. Sumathy (2014) Study of adsorption characteristics in silica gel–water adsorption refrigeration. *Applied Energy* 113:734–741.
- Wang, D. C., Y. H. Li, D. Li, Y. Z. Xia and J. P. Zhang (2010) A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14:344–353.

CHAPITRE 3 : ESSAIS EXPERIMENTAUX SUR LE PROTOTYPE DE REFRIGERATEUR SOLAIRE A ADSORPTION

Dans cette partie, on présente les résultats de la première étude expérimentale réalisée en 2013 sur le premier prototype (semi pilot) d'une machine frigorifique à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-35/méthanol. Cette dernière est réalisée et testée au niveau du laboratoire du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable, FCEEOR, de l'Unité de Développement des Equipements Solaire, UDES, Tipaza affiliée au Centre de Développement des Énergies Renouvelables, CDER (Algérie).

1 Descriptif du prototype expérimental

Le prototype de production de froid se compose de trois éléments indispensables sont l'évaporateur, le condenseur et le générateur. La Fig. 3.1 montre le prototype expérimental avec tous les instruments exploités dans le protocole expérimental.



1 : Projecteur 1000 W, 2 : Manomètre, 3 : Vanne1, 4 : Adsorbeur, 5 : Pompe à vide, 6 : Data logger, 7 : Condenseur, 8 : Vanne2, 9 : Évaporateur

Fig. 3.1 : Dispositif expérimental du pilote de la machine à adsorption.

1.1 L'adsorbeur

Il est constitué de six cylindres coaxiaux en cuivre avec un diamètre extérieur $d_{ext}= 0,04$ m, un diamètre intérieur $d_{int}= 0,014$ m et une longueur $l= 0,25$ m. Ces tubes sont reliés à un tube-collecteur de diamètre $d_{col}= 0,022$ m. Ainsi, la surface de captation, ou d'adsorption du système est de $S_{capt}= 0,19$ m². La masse totale du charbon actif utilisée dans les tubes de l'adsorbeur est de $m= 0,7$ kg. Le tableau 3.1 présente la caractérisation technique du dispositif expérimental. Une peinture noire est appliquée sur les surfaces des tubes adsorbants. Le système est confiné dans une boîte parfaitement isolée avec une surface vitrée afin de garantir un maximum d'effet de serre à l'intérieur. Des volets de ventilation sont installés sur la face avant et arrière de la boîte de L'adsorbeur- collecteur pour faciliter la convection durant la phase de refroidissement. La Fig. 3.2 représente l'adsorbeur exploité dans le prototype de production de froid à adsorption [Djebiret et al. (2018)].

Propriétés	Valeur
Masse de la partie métallique de l'adsorbeur, kg	3,72
Masse de l'adsorbant (charbon actif), kg	0,7
Surface de captation, m ²	0,19
Surface de condensation, m ²	0,15
Surface d'évaporation, m ²	$1,41 \times 10^{-4}$

Tableau 3.1 : Caractéristiques techniques du dispositif expérimental.



Fig. 3.2 : L'adsorbeur du prototype de production de froid.

1.2 Condenseur

L'objectif du condenseur est de dissiper la chaleur du fluide frigorigène. Ce dernier, se puisse transformer d'une phase vapeur et se condense à une phase liquide. Pour cette expérience, un condenseur refroidi à l'air a été choisi pour les raisons suivantes:

- La facilité de fabrication.
- Coté économique (le cout de réalisation).

Le condenseur à air (convection naturelle), qui a été réalisé (Fig.s 3.3 (a) et (b)) est constitué de tube en cuivre de diamètre 0,014 m et de longueur 3,45 m. La surface d'échange du condenseur était de 0,15 m².

Le condenseur est positionné dans l'installation frigorifique de manière que le fluide condensé s'écoule, par l'un des accès, facilement sous l'effet de la gravité, vers l'évaporateur.

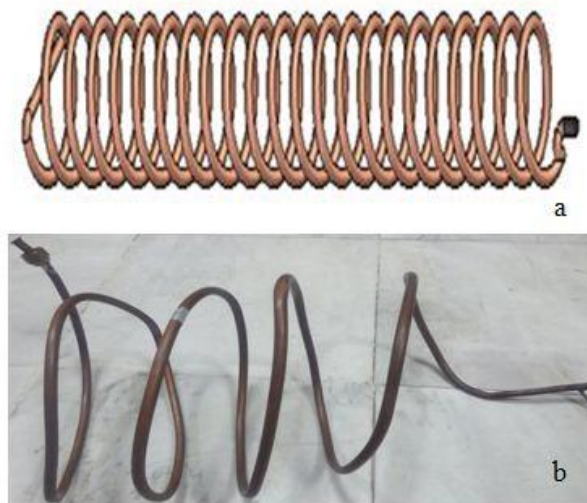


Fig. 3.3 : Condenseur à air exploité dans le prototype de production de froid solaire à adsorption.

1.3 Évaporateur

Il est constitué d'un tube en cuivre de diamètre 0,030 m et une longueur de 0,12 m pour une surface d'évaporation de $1,41 \times 10^{-4}$ m². Il est Placé dans une enceinte isolée thermiquement (Fig. 3.4 (a) et (b)). La phase d'évaporation du méthanol permet la production du froid à l'intérieur de cette dernière. Il a été dimensionné en tenant compte de la quantité de méthanol cyclée.

Chapitre 3. Essais expérimentaux sur le prototype de réfrigérateur solaire à adsorption

Deux vannes manuelles contrôlent les différentes phases du système. Elles sont placées respectivement entre l'adsorbeur-collecteur et le condenseur et entre le condenseur et l'évaporateur.

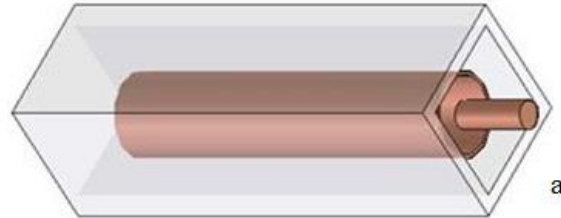


Fig. 3.4 : présente l'évaporateur utilisé dans l'installation frigorifique.

2 Appareils utilisés et instruments de mesure

2.1 Mesure de la température

Des thermocouples de type K sont utilisés pour mesurer la température. Avec l'aide d'un data Logger (Fluke) Hydra Série (Fig. 3.5) :

- 21 canaux d'entrée analogiques.
- Norme interface RS-232C.
- Facile mis en place par le panneau frontal ou à distance via un PC.
- Le logiciel d'application pour PC incluse: Hydra Starter Package.



Fig. 3.5 : Data logger Hydra (Fluke).

2.2 Mesure d'irradiation

MacSolar version simple sans enregistrement des données (Fig. 3.6). Il permet la mesure instantanée des radiations du soleil, des irradiances de 0 à 1500W/m² et les températures de - 40 à +85 °C. Un mode de mesure des valeurs maximales peut être inclus en option.

- Affichage des données mesurées: écran LCD.
- Alimentation en courant autonome (cellule solaire) grâce à l'énergie solaire.



Fig. 3.6 : L'instrument de mesure de radiation.

2.3 Mesure de Pression

Le capteur de pression, REFCO, dont les caractéristiques sont les suivantes :

- échelle égale à 0-1000 mbar ;
- précision ± 10 mbar ;



Fig. 3.7 : Capteur de basse pression (REFCO).

2.4 Vannes manuelles

Les vannes manuelles utilisés de type danfoss pour séparer les éléments du prototype, la Fig. 3.8 montre la photo des vannes exploités.



Fig. 3.8 : Vanne manuelle de séparation.

2.5 Pompe à vide

La pompe à vide, utilisée est une pompe à palettes (Fig. 3.9). Elle représente la pompe la plus compacte et la plus légère de la gamme REFCO. Les caractéristiques données par le constructeur sont les suivantes :

- Le débit de pompage est de 35 l/min.
- une pression limite (Niveau de vide) à $2 \cdot 10^{-2}$ mbar.



Fig. 3.9 : Pompe à vide à palettes.

3 Contrôles d'étanchéité et dégazage du Prototype expérimental

Le prototype de production de froid à adsorption fonctionne à des pressions inférieures à la pression atmosphérique. C'est pourquoi l'étanchéité au vide de chaque pièce doit être soigneusement vérifiée au moyen d'une détection de fuites.

Ainsi avant la mise en marche de ce prototype, des étapes préliminaires et principales sont très utiles pour son bon fonctionnement. La première étape consiste à vérifier l'étanchéité de chaque élément (capteur, condenseur, évaporateur). Ces éléments sont ensuite connectés entre eux pour former le prototype. L'étanchéité de ce dernier est vérifiée avant l'introduction du méthanol. Enfin, l'introduite du méthanol et on procède au pompage de l'unité qui doit fonctionner sous vide.

4 Protocol expérimental

Dans le but de caractériser le fonctionnement du prototype (semi pilote) de production de froid à adsorption, des tests ont été effectués à l'intérieur du laboratoire en utilisant une lampe halogène comme source d'énergie remplaçant le soleil. La lampe est installée perpendiculairement à la surface du lit adsorbant du prototype expérimental pour tester plusieurs niveaux d'irradiations dans des conditions opérationnelles contrôlés. La distribution des températures dans le lit adsorbant, ainsi que les températures spécifiques du cycle thermodynamique du prototype sont relevées par dix thermocouples. La Fig. 3.10 présente un schéma explicatif de l'emplacement des thermocouples dans le prototype.

- T_1 : Température à l'intérieur du tube côté gauche [°C].
- T_2 : Température à l'intérieur du tube au milieu [°C].
- T_3 : Température à l'intérieur du tube côté droit [°C].
- T_4 : Température à l'intérieur du capteur dans l'air [°C].
- T_5 : Température à la sortie du capteur [°C].
- T_6 : Température à l'entrée du condenseur [°C].
- T_7 : Température à la sortie du condenseur et l'entrée de l'évaporateur [°C].
- T_8 : Température à l'intérieur de l'évaporateur [°C].
- T_9 : Température au dessous du capteur [°C].
- T_{10} : Température à l'intérieur du laboratoire (Ambiante) [°C].

Chapitre 3. Essais expérimentaux sur le prototype de réfrigérateur solaire à adsorption

L'expérience a duré environ 6 heures, avec une prise de température chaque 30 secondes et de pression chaque 30 minutes. Des interventions manuelles ont été nécessaires au moment du fonctionnement, pour mettre (ou enlever) les volets de refroidissement de l'adsorbeur. Ainsi, pour fermer (ou ouvrir) les vannes entre l'adsorbeur - condenseur et entre condenseur - évaporateur [Yahi et al. (2013)].

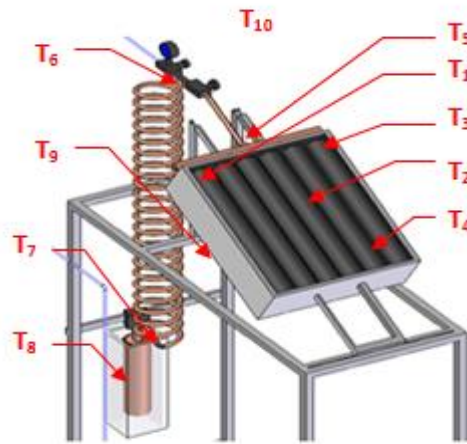


Fig. 3.10 : Emplacement des vannes et les thermocouples dans le prototype expérimental.

4.1 Interventions manuelles appliquées au prototype de production de froid

Le processus passe par deux parties essentielles : partie de chauffage et partie de refroidissement. Les interventions ont été de se tenir sur le fonctionnement du prototype par l'ouverture et la fermeture des vannes. En parallèle la lampe installée perpendiculairement à la surface du lit adsorbant livre une irradiation de 1020 W/m^2 .

➤ Partie de chauffage

• Phase de chauffage isostérique

Dans cette première phase qui a duré environ 40 minutes, l'adsorbeur a été bien isolé car la vanne 1 et les volets de refroidissement ont été fermés. Une augmentation de la température de l'adsorbeur sur les différents points de mesure de l'élément le plus intéressant de cette phase. Ceci est remarqué en parallèle avec une stabilité des températures pour les autres éléments du dispositif.

- ***Phase de désorption - condensation***

Cette phase a durée environ 2 heures et 30 minutes, elle commence par l'ouverture de la vanne 1, lorsque la pression du mélange dans l'adsorbeur atteind la pression du condenseur P_c . Le fluide qui se trouve en état de vapeur donc évacué de l'adsorbeur vers le condenseur. Dans ce dernier la condensation du méthanol est accompagnée par une diminution de sa température. Après environ 30 minutes de l'ouverture de la vanne 1, le condenseur est connecté à l'évaporateur par l'ouverture de la vanne 2. Dans ce cas, l'adsorbat en liquide est évacué du condenseur vers l'évaporateur.

➤ **Partie de refroidissement**

- ***Phase de refroidissement isostérique***

Cette phase a durée environ 2 heures, elle commence lorsque la température de l'adsorbeur atteint la température maximale. Ainsi, la phase de chauffage de l'adsorbeur est arrêtée en ouvrant les volets de refroidissement de l'adsorbeur. Durant l'actuelle phase, T_1 , T_2 , T_3 et T_5 indiquent une diminution de la température du mélange adsorbant-adsorbat (dans adsorbeur) jusqu'à la température ambiante. C'est dans ce cas où on procède à la fermeture des vannes 1 et 2.

Par ailleurs, le thermocouple T_4 qui indique une diminution rapide de la température à cause de son emplacement en air (convection naturel) entre la vitre et les tubes du cuivre de capteur.

- ***Phase d'adsorption - évaporation***

C'est la phase la plus importante car c'est durant cette période qu'on produit du froid. Elle dure environ 50 minutes. Pour optimiser encore plus la production du froid les volets de refroidissement de l'adsorbeur sont fermés avec l'ouverture des vannes 1 et 2. Le début de la production de la vapeur de réfrigérant dans l'évaporateur indique que le froid est produit, car une diminution de la température dans l'évaporateur est produite. La vapeur créée du réfrigérant s'adsorbe de nouveau dans l'adsorbeur.

5 Résultats expérimentaux et Discussions

On présente dans cette partie les résultats expérimentaux, de la mise en service du prototype (semi pilote) de production de froid à adsorption. Ce dernier a été testé durant la

période de Mai 2013, au niveau du laboratoire FCEEOR avec des conditions climatiques étudié et contrôlés. La Fig. 3.11 présente la température ambiante pour les conditions opérationnelles du prototype dans le laboratoire.

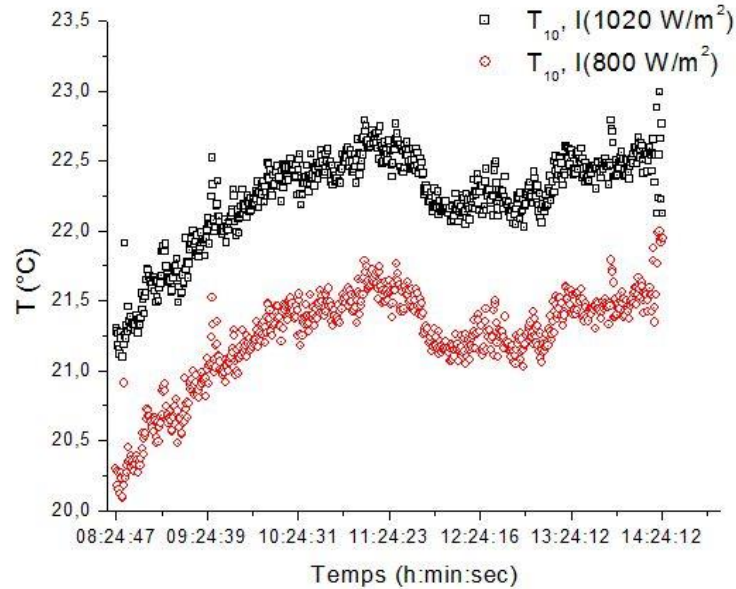


Fig. 3.11 : Température ambiante pour les conditions opérationnelles du prototype pour les deux irradiances 800 et 1020 W/m².

5.1 Variation de température dans l'adsorbeur

La variation de la température pour l'élément le plus essentiel dans ce prototype de production de froid à adsorption été mesuré, par des thermocouples placés dans des points différents. Telles trouvées dans les résultats expérimentaux, les Figs 3.12 et 3.13 présentent ces résultats pour les deux radiations 800 et 1020 W/m² respectivement.

Les températures mesurées ont été prises à des intervalles de 30 secondes. L'adsorbeur été progressivement chauffé par une lampe halogène 1000 W. Une accélération d'augmentation de la température d'adsorbeur pour la première phase du chauffage dans les différents points de mesure.

Les températures les plus élevées atteintes dans l'adsorbeur ont été indiqué par le thermocouple T_2 placé à l'intérieur du tube au milieu étaient 110 °C et 80 °C correspondant à l'irradiation, 1020 et 800 W/m², respectivement.

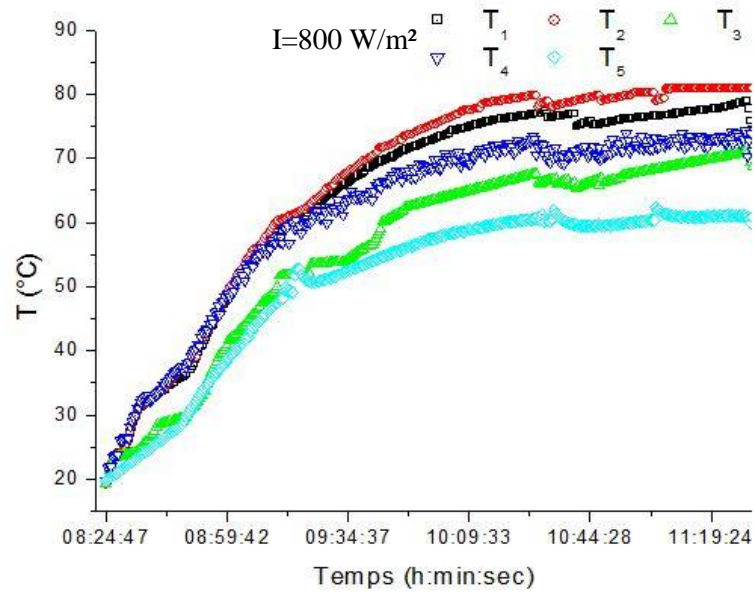


Fig. 3.12 : Distribution de la température dans l'adsorbeur pour l'irradiation 800 W/m².

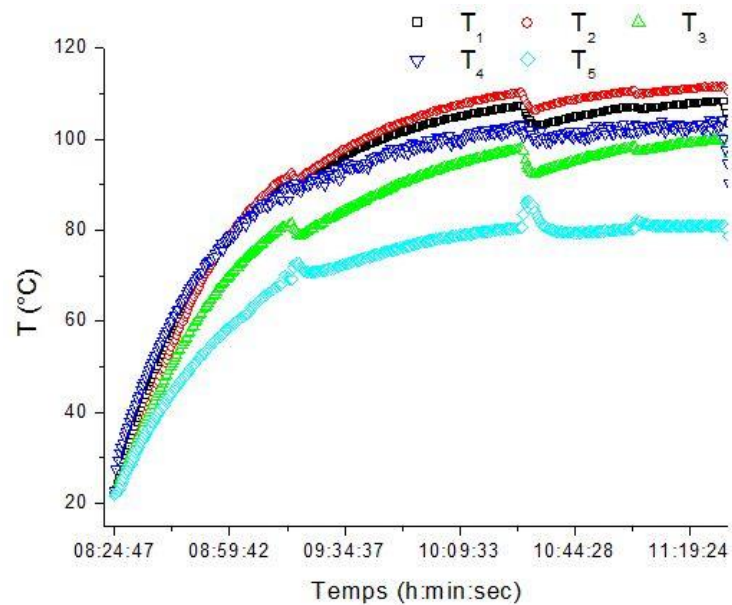


Fig. 3.13 : Distribution de la température dans l'adsorbeur pour l'irradiation 1020 W/m².

Durant cette partie de chauffage, qui a duré pratiquement 3h 10minutes. Les températures obtenues par les thermocouples T₁ et T₃ étaient 108 °C, 99 °C pour l'irradiation 1020 W/m² et 78 °C, 70 °C pour l'irradiation 800W/m². Sachant que ces thermocouples T₁ et T₃ sont placés à l'intérieur des tubes coté droite et à gauche aux extrémités de l'adsorbeur. Les résultats montrent qu'il existe un écart de température entre les tubes de l'adsorbeur. Cet écart de température est à cause de la concentration des rayonnements de la lampe halogène. Ce dernier été exposé au centre de l'adsorbeur par rapport à ces extrémités.

L'air piégé dans l'adsorbeur entre la vitre et les tubes, ces valeurs maximales de températures acquies par l'effet de serre et bonne étanchéité sont 104 °C, 74 °C correspondant à l'irradiation, 1020 et 800 W/m², respectivement.

5.2 Variation de pression dans l'adsorbeur

La pression augmente de la valeur minimale 5 mbar et 15 mbar à la valeur maximale 105 mbar et 100 mbar correspondent à l'irradiation 1020 W/m² et 800 W/m² respectivement. La Fig. 3.14 montre la variation temporelle de la pression dans l'adsorbeur. La pression dans le lit adsorbeur a commencé à diminuer après la phase de chauffage à la valeur minimale due à une diminution de la température du lit adsorbeur.

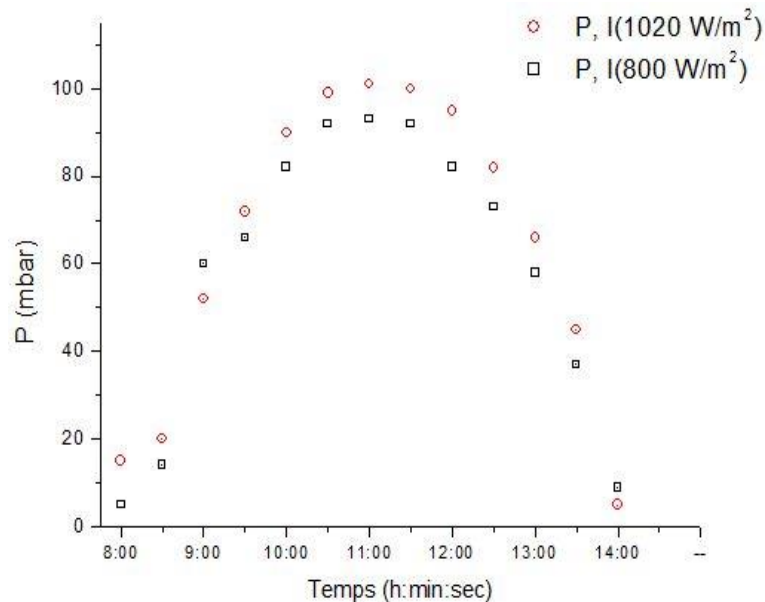


Fig. 3.14 : Variation temporelle de la pression dans le générateur pour 1020 W/m² et 800 W/m².

Cette différence dans les résultats expérimentaux obtenus peut être expliquée par les différentes données climatiques dans le laboratoire (la température ambiante pendant les jours d'essai). Telles que l'intensité du rayonnement de la lampe et la température maximale du lit adsorbeur obtenue pendant la période de chauffage - désorption.

5.3 Variation de température dans le condenseur

Dans cette phase, la vanne placée entre le condenseur et le générateur a été ouverte. Le condenseur été refroidi par convection naturel. La vapeur de saturation du méthanol été déplacée vers le condenseur, le moment ou le processus de désorption a commencé. La température de condensation la plus élevée atteinte par le condenseur était de 35 °C, 37 °C

pour un test d'irradiation 1020 W/m^2 et 800 W/m^2 . Cette différence de la température de condensation est causée par la variation des données opérationnelles (température ambiante).

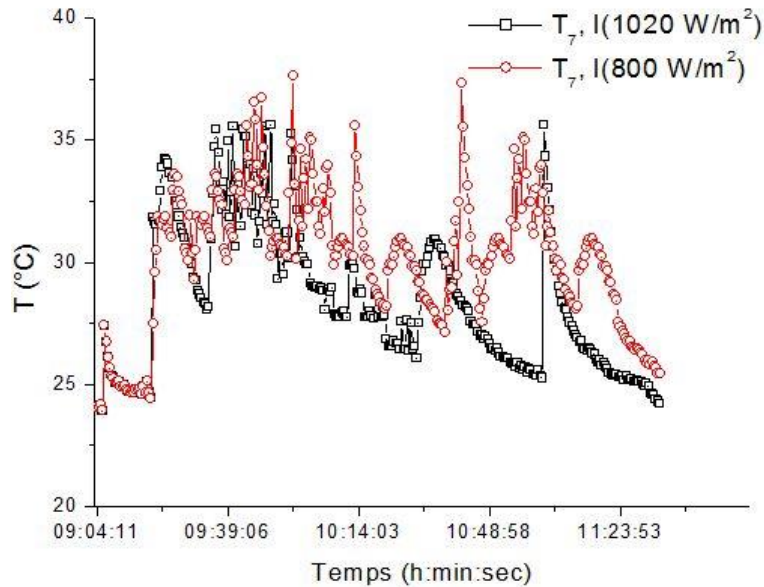


Fig. 3.15 : Développement de la température de condensation dans le condenseur pour l'irradiation 1020 W/m^2 et 800 W/m^2

5.4 Variation de température dans l'évaporateur

Dans cette phase, le froid est produit par l'évaporation du méthanol à basse pression. La grande capacité du charbon active lui permet d'adsorber de grandes quantités de vapeur, ce qu'implique que plus de méthanol en phase vapeur sera ensuite adsorbé. La Fig. 3.16 montre la variation de la température en fonction du temps dans l'évaporateur. La température dans l'évaporateur commence à diminuer de $22 \text{ }^\circ\text{C}$, $21 \text{ }^\circ\text{C}$ jusqu'elle arrive à une valeur minimale de $-0.50 \text{ }^\circ\text{C}$, $1 \text{ }^\circ\text{C}$ pour des valeurs d'irradiation de 1020 W/m^2 et 800 W/m^2 , respectivement. On constate que le développement de la température dans l'évaporateur est presque similaire dans les deux essais présentés pendant la phase d'adsorption-évaporation. Signalant que la conservation du froid a duré environ une heure de temps.

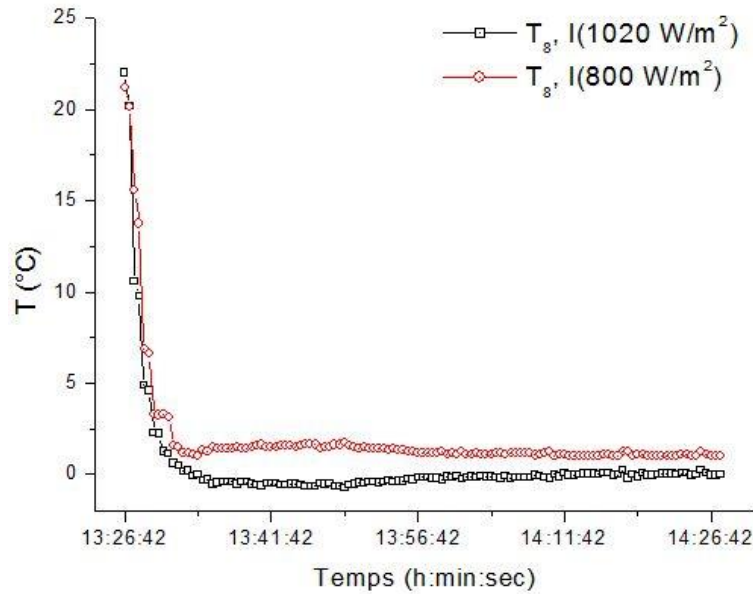


Fig. 3.16 : Variation de la température au fonction du temps dans l'évaporateur.

6 Conclusion

Dans ce chapitre, une présentation détaillée du prototype (semi pilote) d'une machine frigorifique à adsorption été donné. Cette dernière été réalisée et testée au niveau du laboratoire du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable, FCEEOR, de l'Unité de Développement des Equipements Solaire, UDES, Tipaza affilié au Centre de Développement des Énergies Renouvelables, CDER (Algérie).

Pendant le fonctionnement du prototype, certains problèmes ont été rencontrés pendant le travail régulier du prototype. Parmi ces problèmes, le blocage du cycle frigorifique d'adsorption. Ce dernier a été observé après plusieurs expériences qui ont été faite sur le prototype de la machine frigorifique à adsorption. Pour cette raison, nous avons proposé dans ce qui suit une étude bien approfondie sur la caractérisation d'un adsorbent. Cette étude comporte un détail sur la conception, la réalisation et une approche expérimental et numérique sur la caractérisation thermique d'un générateur tubulaire. Ce dernier est l'élément le plus essentiel dans le système de production de froid à adsorption.

7 Bibliographie

- Djebiret, M. A., B. Abbad, A. Benchabane, M. Ouali, F. Yah, M. Berdja and A. Rouag (2018) Experimental study of solar adsorption refrigeration device. *Journal of applied engineering science & technology* 4(2):135-142.
- Yah, F., B. Abbad, M. Berdja, M. Ouali and F. Bouzzefour (2013) Experimental evaluation of solar adsorption machine with intermittent cycle. *International Workshop on New Working Fluids for Absorption Heat Pumps and Refrigeration Systems Tarragona, Spain.*

CHAPITRE 4 : ÉTUDE ET CARACTERISATION DU GENERATEUR TUBULAIRE SOLAIRE

Dans ce chapitre, Nous allons présenter une approche expérimentale et numérique sur un générateur tubulaire. Ce dernier est l'élément essentiel dans une machine de production de froid à adsorption. La caractérisation a été faite sur le transfert thermique sur la surface des tubes adsorbent et non pas sur la réaction qui se fait à l'intérieur des tubes. A la fin, nous proposons une approche numérique CFD pour avoir une évolution plus générale sur la distribution de la température dans le générateur tubulaire.

1 Conception et réalisation expérimentale du générateur tubulaire

Le générateur a été totalement fabriqué au laboratoire du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable FCEEOR de l'Unité de Développement des Équipements Solaire UDES, Bou-Ismaïl, Tipaza.

Il est formé d'un boîtier isolé fermé sur sa face supérieure par un vitrage formé d'un verre extra-blanc à l'extérieur. Les cotes du boîtier sont fermées par des volets de refroidissement. Les tubes adsorbent sont enfermés à l'intérieur.

Le cadre de la boîte a été construit en aluminium, pour qu'il soit plus léger que les murs de séparations en tôle d'acier galvanisé. Le cadre superficielle a une dimension de 320 x 350 mm et d'hauteur de 120 mm. La Fig. 4.1 montre le boîtier avec ces dimensions.

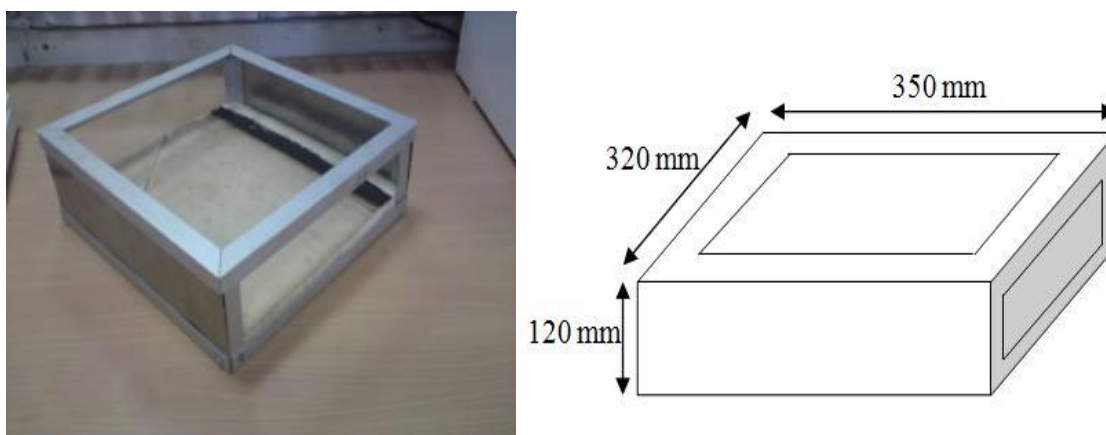


Fig. 4.1 : vue sur le boîtier et ces dimensions.

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

Au fond du boîtier une isolation (polyuréthane) d'épaisseur 50 mm a été placée et toutes les faces internes du boîtier, sauf la face extérieure du vitrage pour limiter au maximum la déperdition de chaleur accumulée. Une fois le boîtier est réalisé, on couvre les murs internes du boîtier avec une feuille d'aluminium. Cette dernière va aider d'augmenter la quantité d'énergie recevez par les tubes adsorbeur.

Les volets de refroidissement de dimensions : 320 x 120 x 20 mm sont constitués d'une plaque d'acier avec une couche d'isolant enveloppé d'une feuille d'aluminium. Ils sont montés des cotés du boîtier pour faciliter le refroidissement des tubes adsorbeur. La Fig. 4.2 présente les volets de refroidissement.

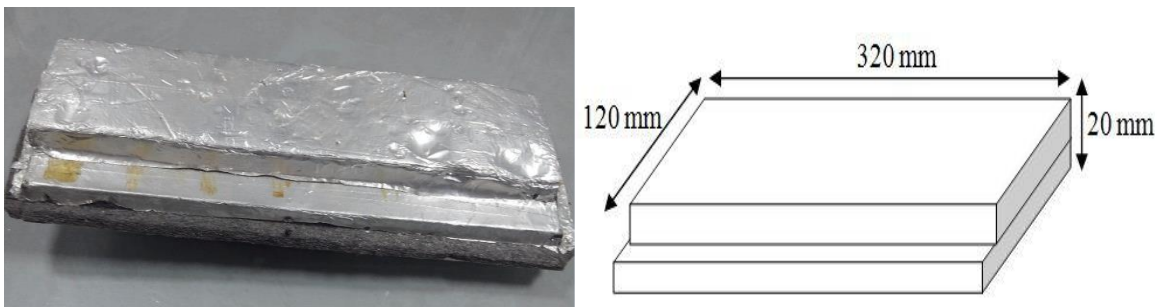


Fig. 4.2 : volet de refroidissement.

Le générateur tubulaire est composé de 6 tubes de 250 mm de longueur, en cuivre de 1 mm d'épaisseur, remplis de 700 g de charbon actif AC-35. Les Fig.s 4.3 et 4.4 schématisent le réacteur et le collecteur du fluide frigorigène (l'adsorbat) respectivement.

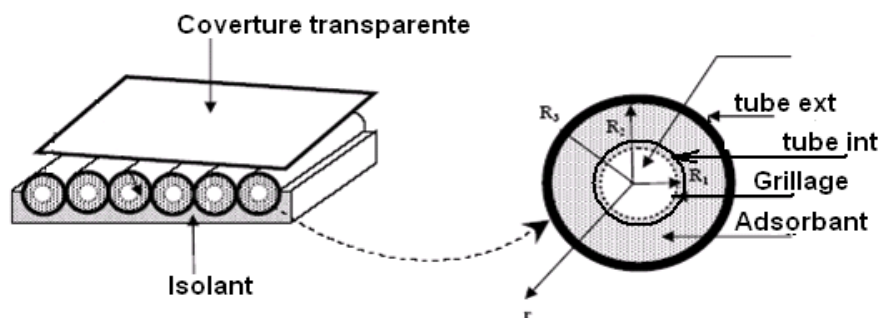


Fig. 4.3 : schéma de réacteur solaire.

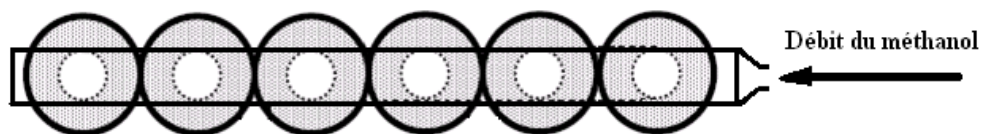


Fig. 4.4 : schéma de collecteur de l'adsorbat.

1.1 Réalisation du réacteur

La réalisation du réacteur nécessite la disponibilité de ces pièces essentielles, la Fig. 4.5 représente ces pièces essentielles pour la réalisation du réacteur :

1 : Tube en cuivre de diamètre (40 mm × 38 mm) ; **2** : Plaque circulaire en cuivre ; **3** : Tube en cuivre de diamètre (14 mm × 12 mm) ; **4** : Une grille métallique ; **5** : Tube en cuivre de diamètre (22 mm × 20 mm) ; **6** : 700 g de charbon actif ;

Le tube en cuivre de dimension (14 mm × 12 mm × 300 mm) était percé de 2 mm de diamètre. Ces trous facilite la pénétration du Méthanol (l'adsorbat) et pour mettre ce dernier en contact avec le charbon actif AC-35 (l'adsorbant). À la suite, le tube sera entouré par une grille afin d'empêcher la sortie du charbon actif AC-35. La deuxième étape était de placer ce dernier tube coaxial avec le tube en cuivre (40 mm × 38 mm × 250 mm), grâce à la pièce circulaire sous forme de cerceau. L'espace annulaire entre le tube intérieur et extérieur été remplie avec une quantité de 116g de charbon actif. La fermeture de tube réacteur était de souder la pièce circulaire de diamètre 38 mm, après remplissage de tube réacteur avec du charbon actif. La phase finale un revêtement du réacteur en colorant noir, pour l'installer à l'intérieur du boîtier. Un vitrage transparent été placé sur la façade supérieur du boîtier. La Fig. 4.6 illustre l'assemblage du réacteur.



Fig. 4.5 : Pièces essentielles pour la réalisation du réacteur.



Fig. 4.6 : Assemblage du réacteur tubulaire.

2 Protocol expérimental et caractérisation thermique du générateur

La méthode la plus simple et la moins coûteuse de prélèvement des capteurs solaires est le test en plein air, pendant le midi d'une journée clairement ensoleillée. Malheureusement cette méthode prend beaucoup de temps et dépend aussi de la météo. Dans les années 1970, l'accent était mis sur la recherche de capteurs solaires à plat, pour le développement rapide des nouveaux et efficaces collecteurs solaires [Farber (1973) , Noguchi (1973)]. Il a fallu développer une installation qui peut offrir des conditions standard avec une précision élevée et une consommation de courte durée, pour les tests de capteurs solaires. Par conséquent, un simulateur solaire a été conçu comme une installation clé, pour les tests intérieurs (indoor) des collecteurs solaires [Farber (1973) , Yass and Curtis (1975)].

Après une série des tests et de modifications, les résultats ont montré que les tests du simulateur solaire étaient en bon accord avec les essais en plein air pour le même collecteur [Simon (1976) , Garg et al. (1985)]. Au cours des 10 prochaines années, plusieurs instituts de simulation ayant des objets et des structures de conception similaires ont été développés par des instituts de recherche sur l'énergie solaire aux États-Unis, en Australie, au Japon, au Royaume-Uni, en France, au Danemark, en Suède, en Suisse, au

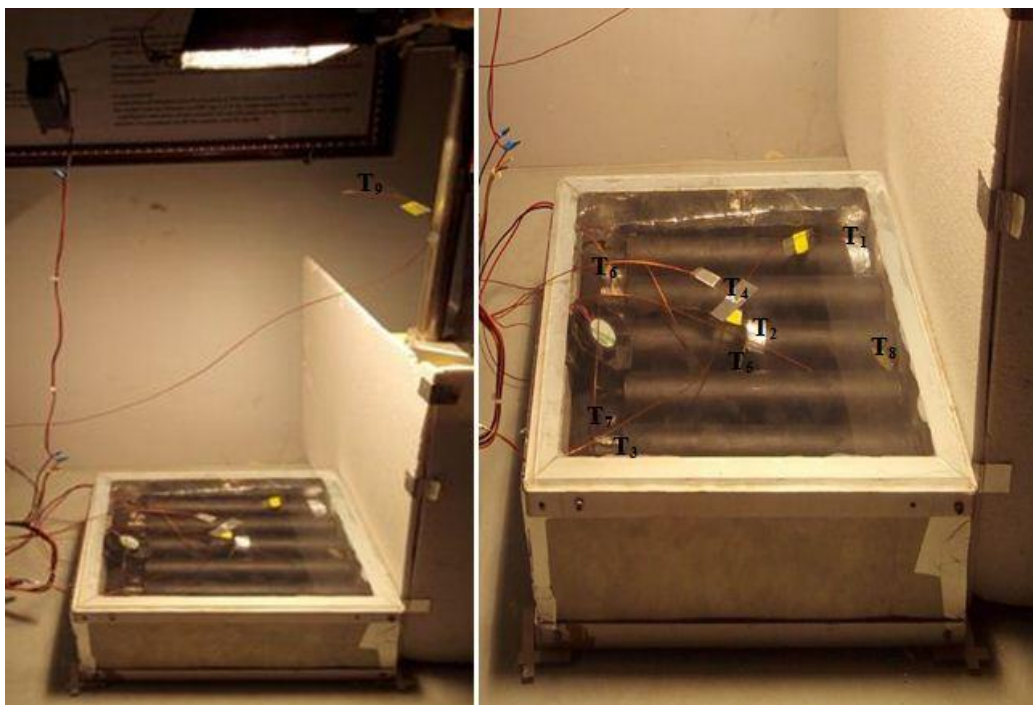
Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

Canada, en Allemagne et en Inde [Garg, Shukla et al. (1985)]. Même aujourd'hui, les simulateurs dans les laboratoires de test SRCC accrédités utilisent également cette structure [El Fadara et al. (2009)].

En raison de sa zone d'application, ce type de simulateur solaire ne ressemble pas au simulateur solaire standard pour les essais de cellules photovoltaïques avec des exigences élevées en matière de composition spectrale. par contre, Il a un besoin d'une sortie de puissance élevée et une grande zone de test, par conséquent, les lampes halogènes à base de tungstène bon marché ont été choisies comme principales sources lumineuses [Solanki et al. (2009)].

2.1 Protocol expérimental

Dans le but de caractériser le générateur tubulaire et en particulier la phase chauffage, nous avons utilisé une lampe halogène comme source d'énergie remplaçant le soleil. La lampe est installée perpendiculairement à la surface du générateur tubulaire et avec l'aide d'un instrument de mesure MacSolar version simple sans enregistrement des données pour mesurer plusieurs niveaux d'irradiations. Les tests ont été faits à l'intérieur du laboratoire, pour avoir des conditions opérationnelles contrôlés.



T_1 : température de paroi du tube côté droite ; T_2 : température de paroi du tube milieu ; T_3 : température de paroi côté gauche ; T_4 : température vitrage ; T_5 : température à l'intérieur du capteur dans l'air au milieu ; T_6 : température à l'intérieur du capteur dans l'air côté

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

droite ; T_7 : température à l'intérieur du capteur dans l'air côté gauche ; T_8 : température à l'intérieur du capteur dans l'air côté droite ; T_9 : température sous la lampe halogène ; T_{10} : température ambiante à l'intérieur du laboratoire.

Fig. 4.7 : Emplacement des thermocouples dans différents points du générateur.

La distribution des températures dans le générateur tubulaire sont relevées par huit thermocouples de type K reliés à un data logger. L'expérience a duré environ 3 heures et 30 minutes avec une prise de température chaque 1 minute et 30 secondes. La Fig. 4.7 représente l'emplacement des thermocouples dans différents points du générateur.

2.2 Caractérisation thermique du générateur tubulaire

Le générateur tubulaire a été testé sous différentes irradiances à partir de 650 W/m^2 à un maximum de 1000 W/m^2 . La Fig. 4.8 présente les changements de température ambiante sous la lampe halogène en fonction du temps. On constate que plus d'irradiation signifie une augmentation de la température ambiante.

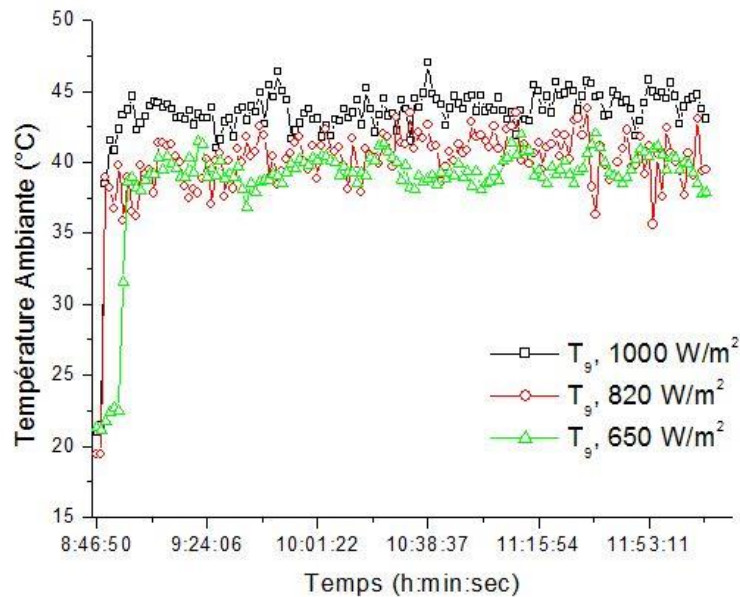


Fig. 4.8 : Température ambiante sous la lampe halogène 1000 W.

- Convection naturelle

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

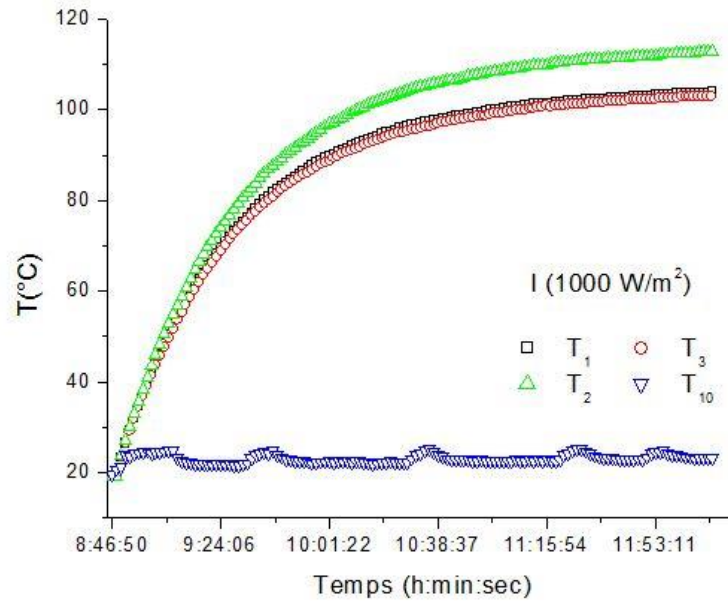


Fig. 4.9 : Température de la surface extérieure des tubes à l'irradiation 1000 W/m^2 .

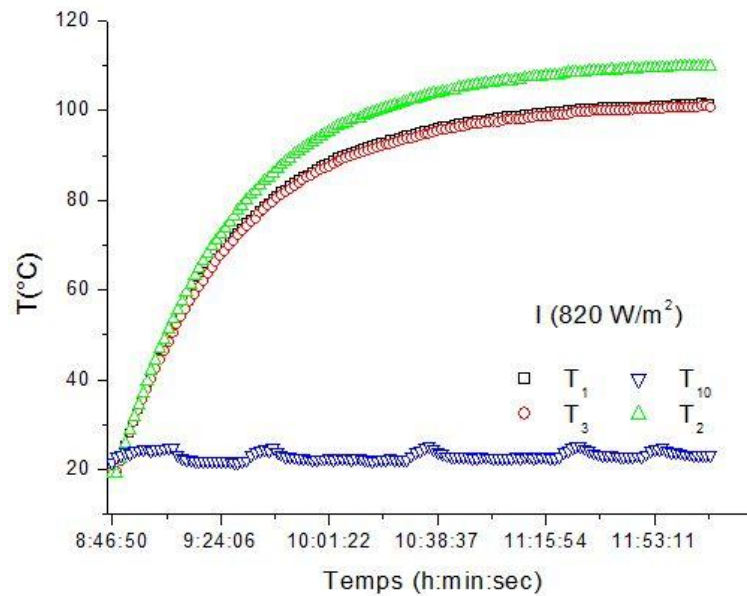


Fig. 4.10 : Température de la surface extérieure des tubes à l'irradiation 820 W/m^2 .

Les Figs 4.9 ; 4.10 ; 4.11 présentent la variation de la température de la surface extérieure des tubes du générateur au cours de la phase chauffage. Une différence de température remarquable entre les deux courbes T_1 , T_3 des deux points de mesure de la température des tubes à l'extrémité du générateur et la courbe T_2 du point de mesure de la température sur la paroi du tube au milieu du générateur, où l'écart de température est de 9°C pour les trois cas d'irradiations 1000 W/m^2 , 820 W/m^2 , 650 W/m^2 . Cette différence dû à l'intensité de la

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

lampe halogène qui a été placé verticalement sur la surface du générateur et concentré au milieu.

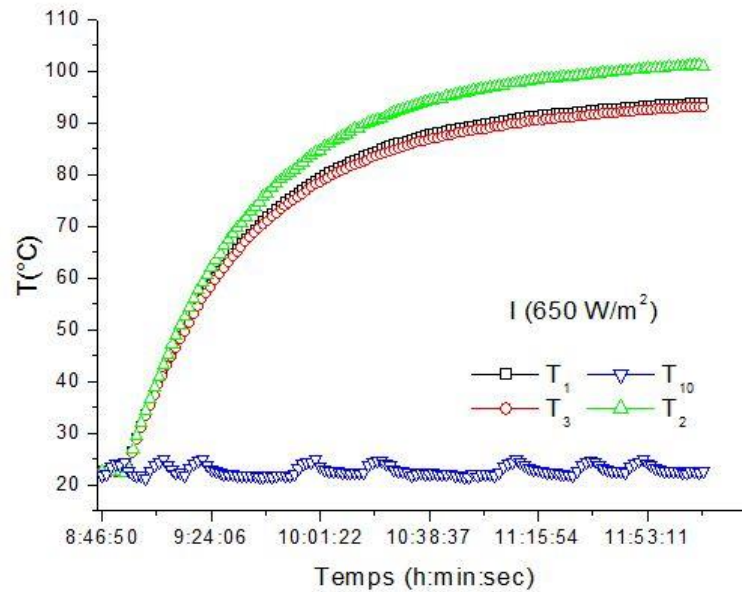


Fig. 4.11 : Température de la surface extérieur des tubes à l'irradiation 650 W/m^2 .

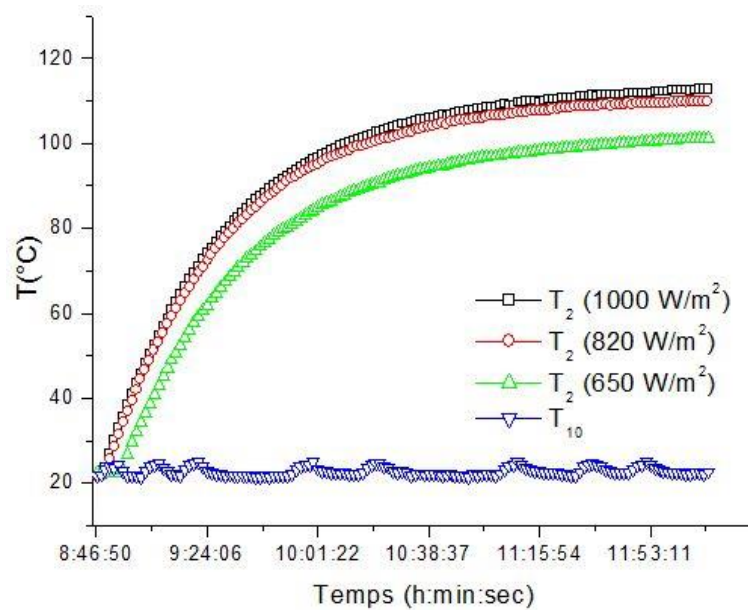


Fig. 4.12 : Comparaison entre les courbes de la température du point de mesure T_2 pour l'irradiation 1000, 820 et 650 W/m^2 .

La Fig. 4.12 présente une comparaison entre les courbes de la température du point de mesure T_2 pour les irradiances 1000, 820 et 650 W/m^2 . On remarque une croissance de la température du point de mesure T_2 avec l'augmentation d'irradiation. L'enregistrement des

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

températures les plus élevées donnés: 112 °C, 110 °C et 101 °C pour l'irradiation 1000 W/m², 820 W/m² et 650 W/m² respectivement.

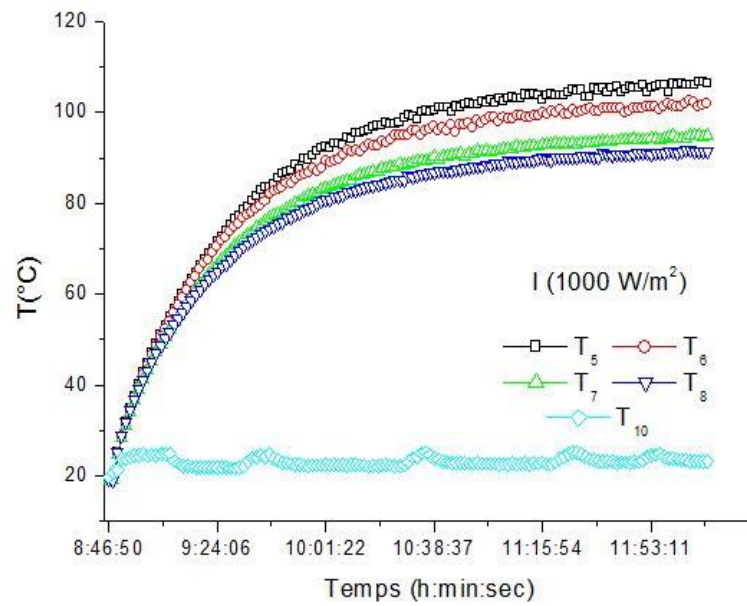


Fig. 4.13 : Température de l'air à l'intérieur du générateur à l'irradiation 1000 W/m².

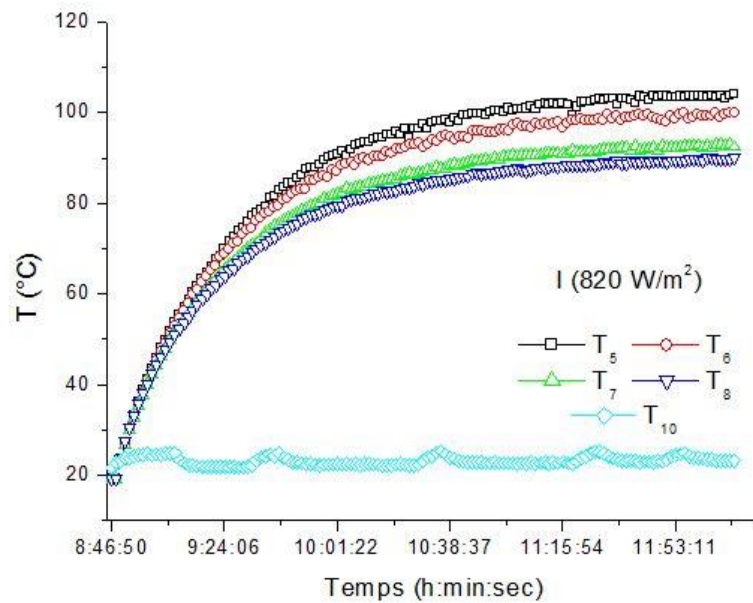


Fig. 4.14 : Température de l'air à l'intérieur du générateur à l'irradiation 820 W/m².

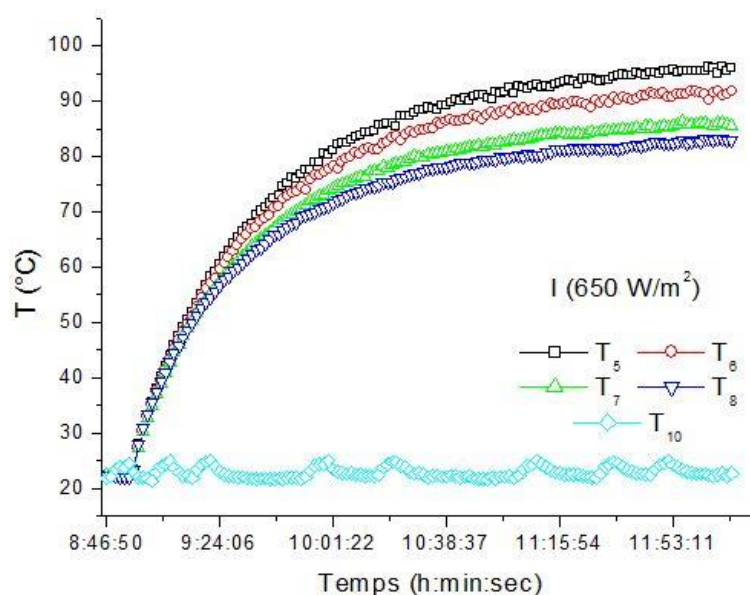


Fig. 4.15 : Température de l'air à l'intérieur du générateur à l'irradiation 650 W/m².

Les Fig.s 4.13 ; 4.14 ; 4.15 présentent la variation de la température de la couche d'air dans le générateur pour l'irradiation 1000, 820 et 650 W/m². Une différence dans la distribution de température dans la couche d'air. Cette différence a été créée par la concentration de l'irradiation dans le centre du générateur tubulaire par rapport au reste de la surface.

En parallèle, nous avons remarqué une fluctuation des courbes sur la variation de la température de cette couche d'air. Cette fluctuation est causée par le mouvement de la couche d'air qui a été créée par le changement de la densité de l'air. Ce dernier est lié au changement de la température dans le générateur tubulaire.

La valeur maximale obtenue pour la couche d'air prisonnier entre le vitrage et les tubes du générateur sont : 106 °C, 104 °C et 96 °C pour l'irradiation 1000 W/m², 820 W/m² et 650 W/m² respectivement.

- **Convection forcée**

Les Fig.s 4.16 ; 4.17 ; 4.18 présentent la variation de la température de la surface extérieure des tubes du générateur au cours de la phase chauffage avec une convection forcée. On observe que les courbes de température des points de mesure sont plus rapprochées, de sorte que la température maximale obtenue a été de 101, 97, 91 °C pour l'irradiation 1000, 820, 650 W/m² respectivement. L'écart de température trouvé de 3 °C au point de saturation entre la courbe T₂ et les deux courbes T₁, T₃. L'approche de température est justifiée par la

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

présence de la convection forcée dans le générateur tubulaire. Cette convection forcée été provoqué par un petit ventilateur. Ce dernier a créé le mouvement de la couche d'air prisonnier entre le vitrage et les tubes en cuivre du générateur tubulaire, où le mélange de l'air va s'homogénéisé dans la distribution de température.

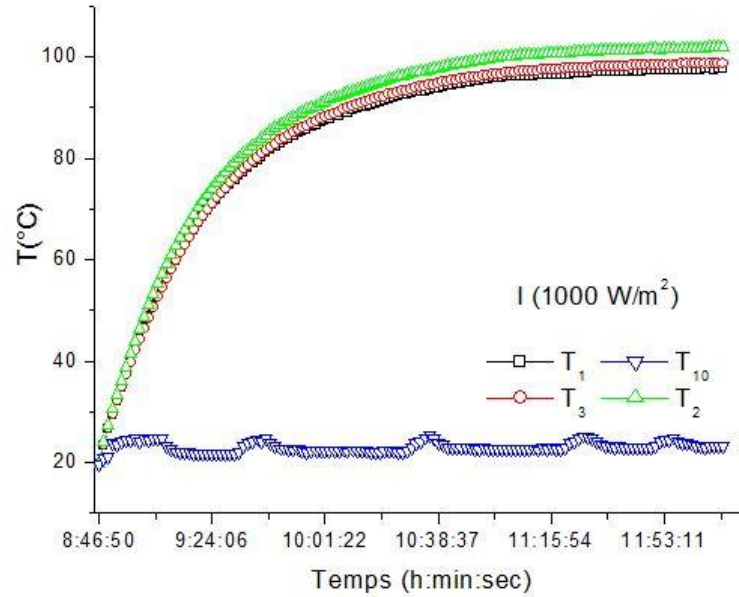


Fig. 4.16 : Température de la surface extérieure des tubes à l'irradiation 1000 W/m^2 avec une convection forcée à l'intérieur du générateur tubulaire.

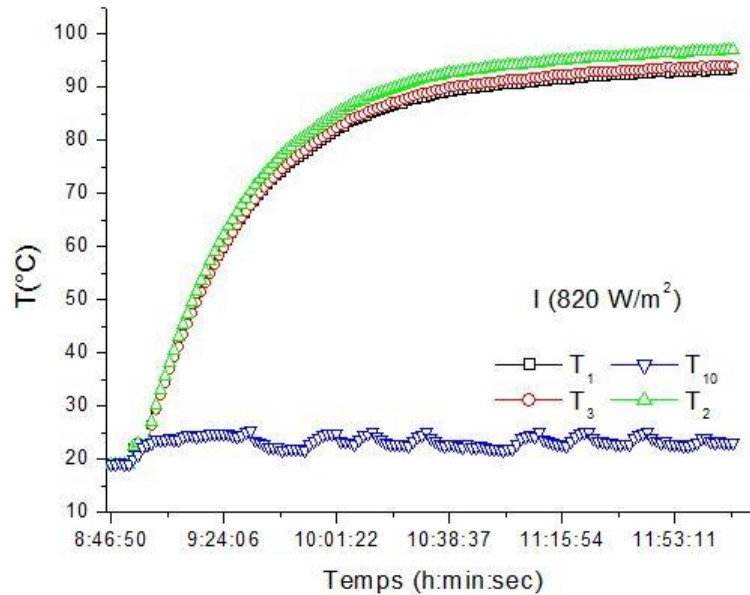


Fig. 4.17 : Température de la surface extérieure des tubes à l'irradiation 820 W/m^2 avec une convection forcée à l'intérieur du générateur tubulaire.

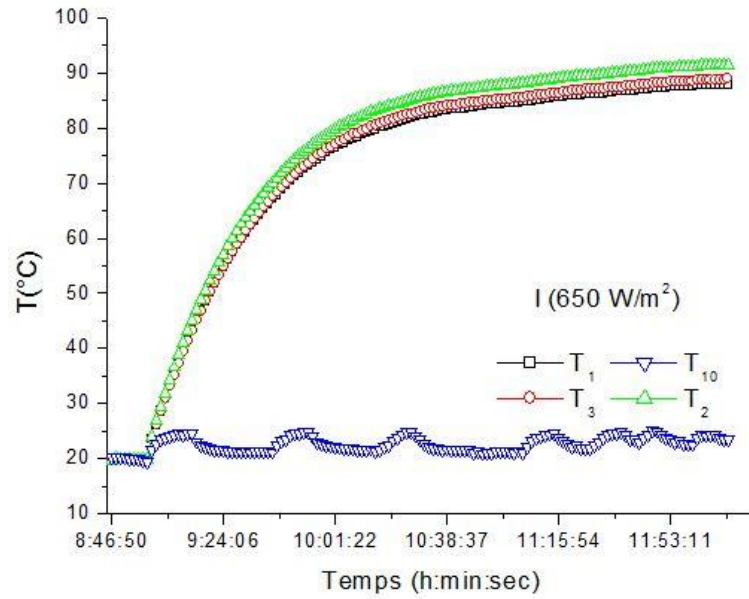


Fig. 4.18 : Température de la surface extérieure des tubes à l'irradiation 650 W/m² avec une convection forcée à l'intérieur du générateur tubulaire.

Les Fig.s 4.19 ; 4.20 ; 4.21 présentent la variation de la température de la couche d'air dans le générateur tubulaire pour l'irradiation 1000, 820 et 650 W/m² respectivement avec la présence d'une convection forcée. Une rapproche dans la distribution de la température pour la couche d'air grâce au ventilateur placé entre les tubes et le vitrage du générateur tubulaire. Les valeurs maximales obtenues pour la couche d'air prisonnier entre le vitrage et les tubes du générateur tubulaire sont : 92 °C, 89 °C et 83 °C pour l'irradiation 1000 W/m², 820 W/m² et 650 W/m² respectivement.

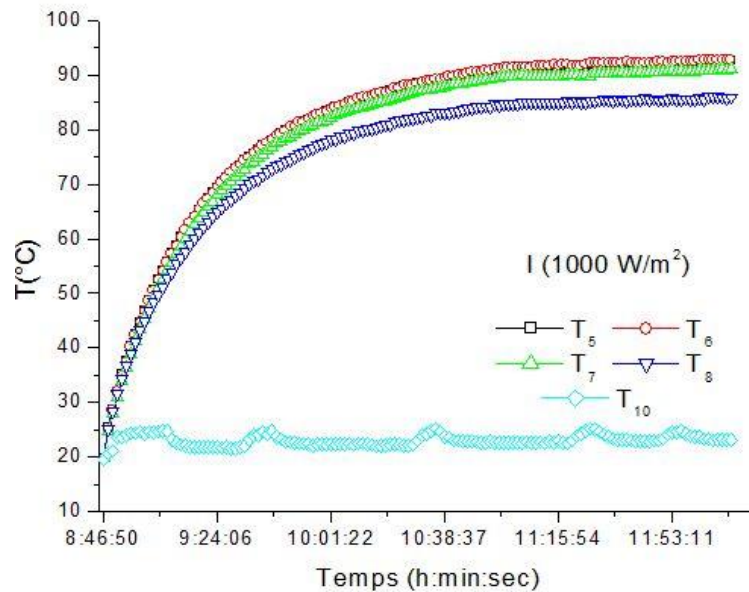


Fig. 4.19 : Température de l'air à l'intérieur du générateur à l'irradiation 1000 W/m² (convection forcée).

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

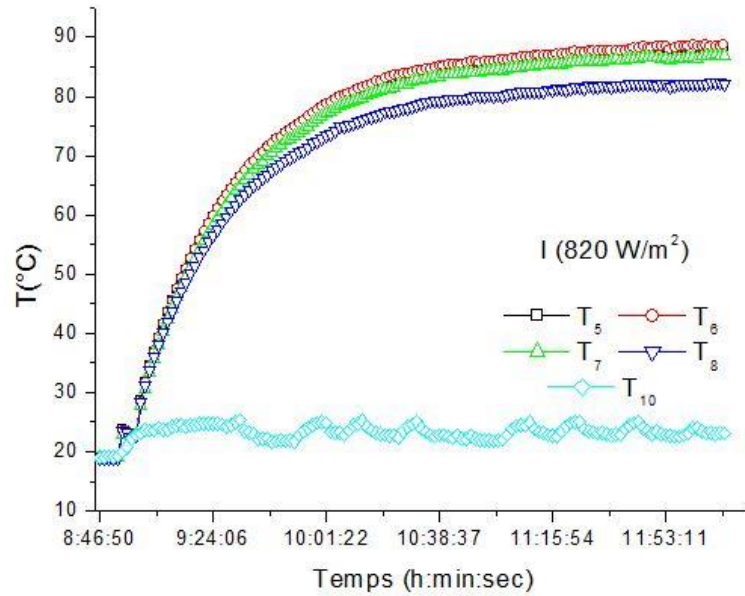


Fig. 4.20 : Temperature de l'air à l'intérieur du générateur tubulaire à l'irradiation 820 W/m^2 (convection forcée).

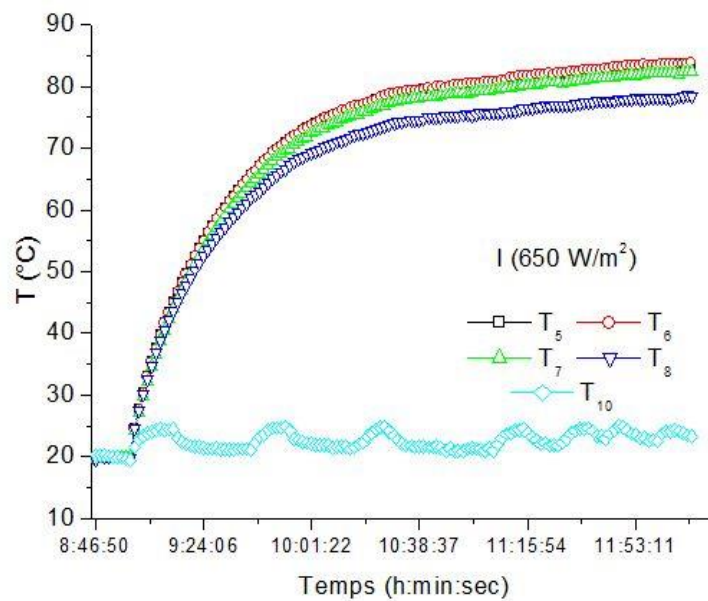


Fig. 4.21 : Temperature de l'air à l'intérieur du générateur tubulaire à l'irradiation 650 W/m^2 (convection forcée).

La Fig. 4.22 présente une comparaison entre le cas sans ventilation et avec ventilation pour la variation de la température du point de mesure T_2 en fonction de la distance entre la lampe halogène et le générateur tubulaire.

Une variation linéaire de la température pour le point de mesure T_2 . cette variation est en fonction de la distance entre la lampe halogène et le générateur tubulaire, pour les deux cas

étudié sans et avec ventilation. D'autre part, on a remarqué que la présence de la ventilation crée une diminution de la température de saturation avec un gain pratiquement de 10 %.

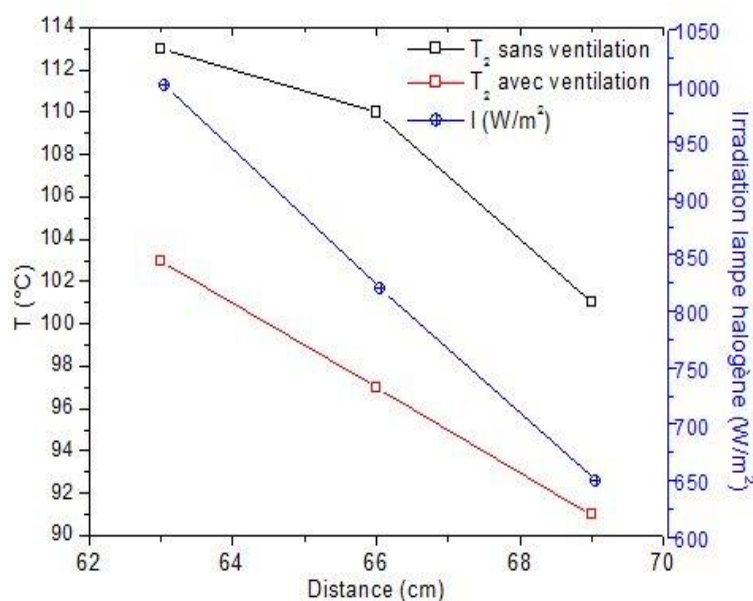


Fig. 4.22 : comparaison entre le cas sans et avec ventilation pour le point de mesure T_2 .

Ce gain dans la phase chauffage peut nous aider pour que le phénomène de désorption se fasse en bonne condition si nous dépassons les $130^\circ C$. D'après des études qui ont été réalisées citons les résultats numériques de [Passos et al. (1986) , Chekirou (2008)] et ceux expérimentaux de [Sumathy and Zhongfu (1999)], les valeurs de la température de régénération il faut l'optimiser aussi.

Ils ont conclu que pour obtenir un COP_{th} maximal pour un cycle frigorifique à adsorption, il faut avoir des valeurs de température de régénération plus basse. ils ont limité la valeur maximale de la température par $130^\circ C$ où le méthanol se décompose à partir de cette température et le processus d'adsorption sera bloqué.

3 Modélisations et Simulations

Pour analyser les paramètres et grandeurs d'un système l'une des solutions est de recourir à une série d'expériences. Sauf que les essais peuvent s'avérer très coûteux (essais en vol, essais avec matériaux rares, instrumentations très chères...) et ils peuvent être très dangereux (essais nucléaires, environnement spatial...).

Enfin il peut être difficile de mesurer tous les paramètres : échelles du problème trop petites (chimie du vivant, couche limite en fluide...) ou trop grandes (astrophysique, météorologie, géophysique...). Les logiciels de simulation numérique des écoulements peuvent maintenant être considérés comme de véritables “ expériences numériques ” lorsque les simulations sont faites avec soin [Popa (2002)].

3.1 Approche méthodique d’investigation

La prédiction du transfert thermique et des phénomènes qui ont lieu à l’écoulement des fluides peut être obtenue par trois méthodes : l’expérience, le calcul théorique et le calcul numérique [Popa (2002)].

3.1.1 L’expérience

Par l’expérience, on tente d’isoler ou de reproduire tout ou une part d’un phénomène physique à partir de modèles à l’échelle normale ou réduite.

3.1.2 Calcul théorique

Le principe de calcul théorique est montré dans la Fig. 4.23.

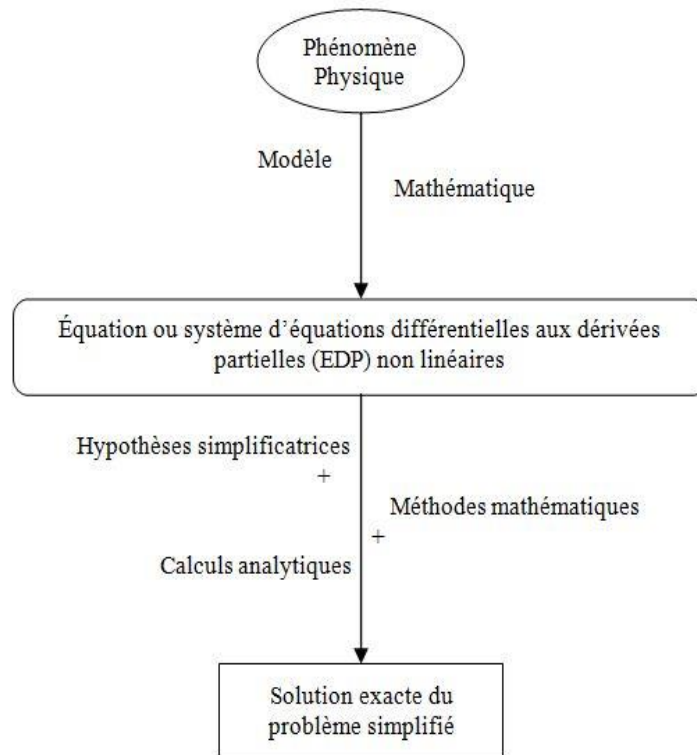


Fig. 4.23 : Principe du calcul théorique.

3.1.3 Calcul Numérique

Le modèle mathématique constitué par une équation différentielle aux dérivées partielles (EDP) ou par un système d'EDP est transformé, à l'aide d'une méthode de discrétisation dans un système d'équations algébriques.

Les méthodes de discrétisation les plus connues sont :

- méthodes des différences finies (MDF) ;
- méthodes des éléments finis (MEF) ;
- méthodes des volumes finis (MVF).

	Avantages	Inconvénients
L'expérience	<ul style="list-style-type: none"> • Fournit l'information la plus sûre sur un phénomène physique (comparée aux modélisations théoriques). 	<ul style="list-style-type: none"> • Les modèles à l'échelle réduite sont moins coûteux mais l'extrapolation des résultats à l'échelle normale est parfois difficile. • Les sondes de mesure intrusives génèrent des perturbations et donc représentent des sources d'erreurs.
Calcul Théorique	<ul style="list-style-type: none"> • Ne nécessite pas, en général, de gros moyens de calcul ; • n'est pas coûteux ; • fournit des solutions exactes ; • fournit des résultats à très grande vitesse. 	<ul style="list-style-type: none"> • le domaine d'application est extrêmement limité par rapport à la réalité physique (domaine simplifié) ; • rarement, peut être appliqué pour les problèmes 3D.
Calcul Numérique	<ul style="list-style-type: none"> • permet le calcul d'une solution numérique pour presque tous les problèmes pratiques ayant un modèle mathématique ; • à un coût très faible, ayant une tendance à la baisse ; • à la possibilité de simuler des conditions réelles exceptionnelles • à la possibilité de simuler des conditions idéales. 	<ul style="list-style-type: none"> • tout dépend du modèle mathématique initial ; • parfois, plus coûteux que l'expérience.

Tableau 4.1 : Avantages et inconvénients de l'approche méthodique d'investigation.

L'avantage des expériences numériques réside dans la possibilité d'accéder à toutes les quantités physiques liées à l'écoulement (champ de vitesse, champ de pression, température etc...). Dans une expérience l'obtention de ces quantités en tous points du champ est souvent impossible ou très difficile en pratique [Belkacemi (2013)].

3.2 Équations de Navier-Stokes

En mécanique des fluides les équations de Navier-Stokes sont des équations aux dérivées partielles non-linéaires. Ces équations décrivent le mouvement des fluides dans l'approximation des milieux continus. Elles gouvernent par exemple les mouvements de l'air de l'atmosphère, les courants océaniques, l'écoulement de l'eau dans un tuyau, et de nombreux autres phénomènes d'écoulement de fluides. Elles sont nommées d'après deux physiciens du XIX^e siècle, Claude Navier et George Stokes. Pour un gaz peu dense, il est possible de démontrer ces équations à partir de l'équation de Boltzmann [Popa (2002)].

3.2.1 Formulation différentielle

Il existe bien des formes des équations de Navier-Stokes, nous n'en présenterons que certaines. Ces formes dépendent aussi des notations utilisées. Ainsi, il existe plusieurs façons équivalentes d'exprimer les opérateurs différentiels. La formulation différentielle de ces équations est la suivante :

- **Équation de continuité (ou équation de bilan de la masse)**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (4.1)$$

- **Équation de bilan de la quantité de mouvement**

$$\frac{\partial (\rho \vec{u})}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u} \otimes \vec{u}) = -\vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{f} \quad (4.2)$$

- **Équation de bilan de l'énergie**

$$\frac{\partial (\rho e)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot [(\rho e + p) \vec{u}] = \vec{\nabla} \cdot (\vec{\tau} \vec{u}) + \rho \vec{f} \cdot \vec{u} - \vec{\nabla} \cdot \vec{q} + r \quad (4.3)$$

3.2.2 Expression pour les écoulements de fluides compressibles

L'écoulement d'un fluide est dit incompressible lorsque l'on peut négliger ses variations de masse volumique au cours du temps. Cette hypothèse est vérifiée lorsque le nombre de Mac est faible. En général, on considère l'écoulement incompressible lorsque : $Mac \ll 0.3$.

Dans le cas contraire, c'est-à-dire pour un écoulement compressible, on adjoint pour fermer le système une équation d'état du fluide, de la forme : $f(p, \rho, T)$, Pour un gaz parfait, cette

équation d'état s'écrit : $p = \rho \frac{R}{M} T$.

3.3 Méthodes de discrétisations

Il existe trois grandes familles de méthodes (différences finies, éléments finis et volumes finis), pour passer d'un problème exact continu régi par des Équations Différentielles Partiel (EDP) au problème approché discret [Goncalvès (2005)]:

3.3.1 Différences Finies :

La méthode des différences finies consiste à approximer les dérivées des équations de la physique au moyen des développements de Taylor. Elle s'appuie sur les travaux de la définition de la dérivée entrepris par plusieurs mathématiciens du 18ème siècle (Euler, Taylor, Leibniz...). Elle consiste à remplacer les dérivées partielles par des différences divisées ou combinaisons de valeurs ponctuelles de la fonction, en un nombre fini de points discrets ou nœuds du maillage.

3.3.2 Éléments Finis :

La méthode consiste à approcher dans un sous-espace de dimension finie. Le problème écrit sous forme variationnelle (comme minimisation de l'énergie en général) dans un espace de dimension infinie. La solution approchée est dans ce cas une fonction déterminée par un nombre fini de paramètres comme, par exemple, ses valeurs en certains points ou nœuds du maillage.

3.3.3 Volumes Finis :

La méthode des Volumes Finis consiste à intégrer sur des volumes élémentaires rectangles, les équations écrites sous forme intégrale. C'est une méthode particulièrement bien adaptée à la discrétisation spatiale des lois de conservation, contrairement aux Éléments Finis, et ainsi bien adaptée aux équations de la mécanique des fluides.

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

Méthodes	Avantages	Inconvénients
Différences Finies	<ul style="list-style-type: none"> • grande simplicité d'écriture et faible coût de calcul. 	<ul style="list-style-type: none"> • limitation à des géométries simples, difficultés de prise en compte des conditions aux limites de type Neumann.
Éléments Finis	<ul style="list-style-type: none"> • traitement possible de géométries complexes, nombreux résultats théoriques sur la convergence. 	<ul style="list-style-type: none"> • complexité de mise en œuvre et grand coût en temps de calcul et mémoire. • Formalisme mathématique plus compliqué et plus difficile à mettre en œuvre.
Volumes Finis	<ul style="list-style-type: none"> • permet de traiter des géométries complexes avec des volumes de forme quelconque, détermination plus naturelle des conditions aux limites de type Neumann. • Temps de calcul et stockage mémoire raisonnable (matrice de type bande). 	<ul style="list-style-type: none"> • peu de résultats théoriques de convergence.

Tableau 4.2 : Avantages et inconvénients des Méthodes de discrétisations.

3.4 Codes de simulation numérique

La simulation numérique de la mécanique de fluides ou CFD (Computational Fluid Dynamic) est le calcul numérique appliqué aux problèmes de la mécanique de fluides. Cela consiste à résoudre dans une géométrie donnée les équations fondamentales de la mécanique des fluides, que l'on peut éventuellement coupler aux équations de transfert thermique ou de réaction chimique [Goncalvès (2005)].

De nombreux codes de simulation numérique reposent sur les trois grandes familles de méthodes de discrétisations. En mécanique des fluides, ces derniers utilisent généralement les volumes finis comme méthode de discrétisations à titre d'exemple : Fluent, StarCD, CFX, FineTurbo, elsA....

Sa mise en œuvre est simple si les volumes élémentaires ou "volumes de contrôle" sont des rectangles en 2D ou des parallélépipèdes en 3D. Cependant, la méthode des Volumes Finis

permet d'utiliser des volumes de forme quelconque. Elle aide aussi de traiter des géométries complexes, contrairement aux Différences Finies.

D'autres codes de calculs de structure reposent sur les Éléments Finis à savoir: ANSYS, CADD5, CATIA... Cette méthode est particulièrement bien adaptée aux problèmes d'équilibre. Elle permet de traiter des géométries complexes contrairement aux Différences Finies mais elle demande un grand coût de temps de calcul et de mémoire.

3.5 Modes de transfert thermique

Dans l'étude du transfert thermique on distingue trois modes de transmission de la chaleur: la conduction, la convection et le rayonnement. En réalité, la distribution de la température dans un milieu est la conséquence des effets de ces trois modes de transfert thermique. Pour cela un petit rappelle pour ces trois modes de transfert thermique.

3.5.1 Conduction

La conduction thermique est le phénomène de transfert de la chaleur a lieu dans les solides. Elle est le phénomène par lequel l'énergie est transférée par un flux thermique des zones à haute température vers des zones à basse température.

Le flux thermique dans la direction X , par exemple, conformément à la loi de Fourier est donné par la relation :

$$Q_x = -\lambda \frac{dT}{dx} A \quad (\text{W}) \quad (4.4)$$

Ou si l'on exprime la densité du flux thermique :

$$q_x = \frac{Q_x}{A} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (\text{W/m}^2) \quad (4.5)$$

3.5.2 Convection

La convection thermique se fait dans le cas d'un écoulement d'un fluide en contact avec une paroi solide. La Fig. 4.24 présente le transfert thermique par convection entre un fluide froid et la paroi chaude.

La propagation de la chaleur est réalisée par transport des particules. Il existe deux types de transport :

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

- **naturel (libre)**, dû aux différences de densité qui sont générées par les gradients de température ;
- **forcé**, dû à l'action mécanique (ventilateur, etc.).

La densité du flux thermique q est donnée par la loi de Newton :

$$q = h_c \cdot (T_p - T_f) \quad (\text{W/m}^2) \quad (4.6)$$

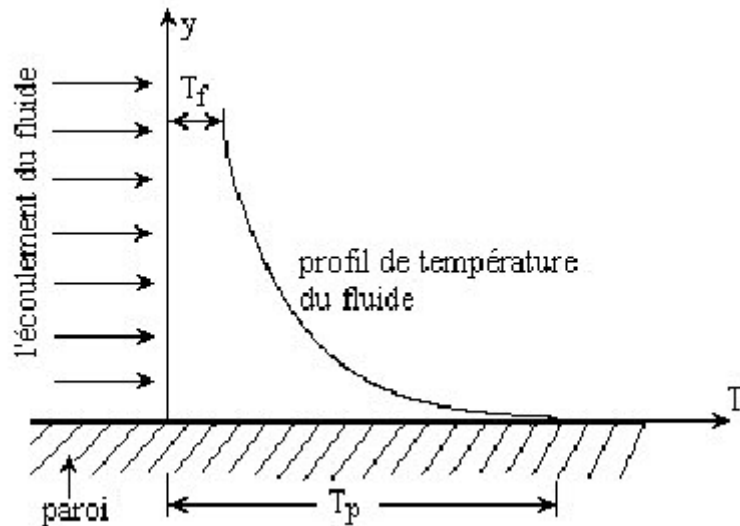


Fig. 4.24 : Transfert thermique par convection entre la paroi chaude et le fluide froid Popa (2002).

3.5.3 Rayonnement

Tous les corps émettent de l'énergie à cause de leur température. Cette énergie émise s'appelle le rayonnement thermique. L'émission ou l'absorption de l'énergie de rayonnement par un corps est un processus en bloc ; c'est-à-dire, le rayonnement provenant de l'intérieur du corps est émis par la surface.

- **L'émission du rayonnement**

La densité maximum du flux thermique émise par un corps à la température T est donnée par la loi de Stefan-Boltzmann :

$$P_r = \sigma T^4 \quad (\text{W/m}^2) \quad (4.7)$$

σ est la constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.6697 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$) et P_r est appelée la puissance émissive du corps noir.

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

Seulement un “ radiateur idéal ” ou le “ corp noir ” peut émettre un flux thermique en concordance avec la relation (4.7). Le flux thermique émis par un radiateur réel à la température T plus petit que le flux thermique donné par la relation (4.7) et il s'exprime ainsi :

$$q = \varepsilon P_r = \varepsilon \sigma T^4 \quad (\text{W/m}^2) \quad (4.8)$$

Où ε est l'émissivité qui varie entre 0 et 1 (pour tous les corps réels ε est inférieure à 1).

• L'absorption du rayonnement

Si un flux thermique de rayonnement q_{inc} est incident sur un corp noir, alors celui-ci est totalement absorbé par le corps noir. Donc le flux absorbé q_{abs} par le corps est donné par la relation suivante :

$$q_{abs} = \alpha q_{inc} \quad (4.9)$$

Où le coefficient d'absorption α varie entre 0 et 1 (pour tous les corps réels α est inférieur à 1). Le coefficient d'absorption α d'un corps est en général différent du coefficient d'émission ε . Pourtant, dans différentes applications pratiques on suppose α égal à ε .

4 Modélisation par l'approche CFD

Les essais expérimentaux sur le transfert de chaleur dans le générateur tubulaire ne semblent pas suffisants. Elles nous donnent des valeurs dans des points choisie avant et non pas une répartition plus général de la température de régénération pour le générateur tubulaire. Pour cela, On a effectués une simulation numérique par approche CFD. Aussi, pour des raisons de complexité de mise en œuvre et du grand coût en temps de calcul et mémoire (vue le tableau 4.2), on a opté pour un code de calcul CFD : Fluent utilisons la méthode des volumes finis. Afin de revoir non seulement les profiles des températures en régime transitoire, mais aussi des positions où on n'a pas mesurés ces températures de régénération expérimentalement.

La géométrie été tracée puis maillée en utilisant gambit. Après cela, La résolution numérique des équations ont été effectuées sur une configuration tridimensionnelle, par la méthode des volumes finis sur le logiciel Ansys Fluent. Le modèle que nous avons utilisés

viscosité laminaire (discret-ordinates) “Do” avec l’équation d’énergie, ainsi que le modèle d’irradiation. on a utilisé un solver, de type : Pressure-based avec régime transitoire et la gravité est prise selon l’axe Z.

Les conditions aux limites utilisées ont été extraites de données expérimentales. Les détails de la géométrie, des matériaux, des équations directrices et des conditions aux limites utilisées dans la simulation ont été présentés ci-après.

4.1 Phénomènes et hypothèses

Le modèle physique d’un générateur tubulaire d’un système de production de froid à adsorption est le même que celui utilisé dans la partie expérimentale. La Fig. 4.25 le présente.

Une résolution par Ansys fluent pour avoir des profils des températures en régime transitoire. Ainsi les positions où on n’a pas mesurés ces températures de régénération expérimentalement. Sachant que le modèle physique est présenté sur la Fig. 4.25 (A). Le volume élémentaire est pris comme modèle de calcul, il est montré sur la Fig. 4.25 (B).

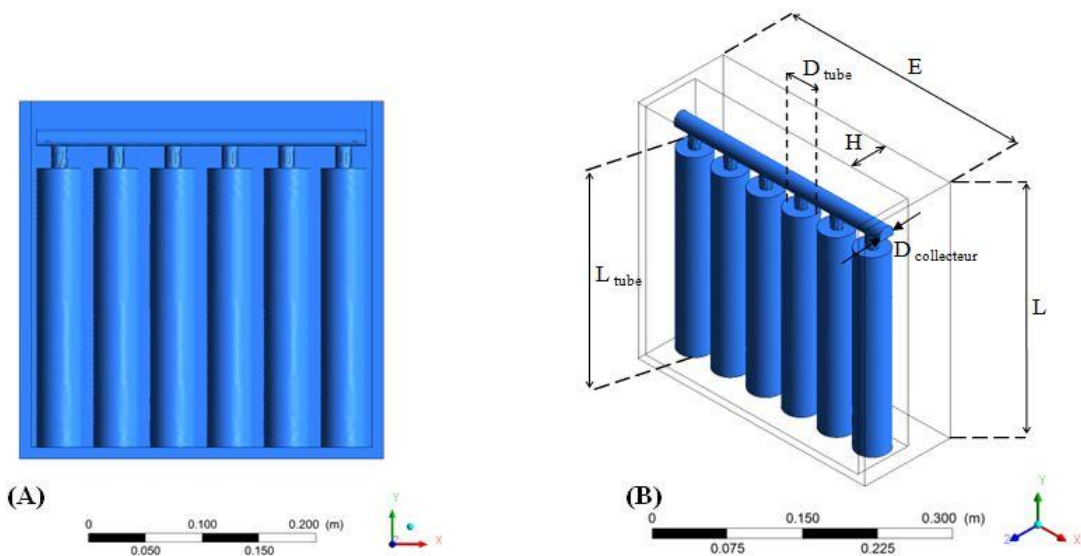


Fig. 4.25 : générateur tubulaire d’un système de production de froid solaire à adsorption : (A) modèle physique ; (B) modèle de calcul numérique.

- Maillage

On a utilisé un maillage où le domaine simulé a été divisé en 505 345 éléments et 103 731 nœuds. La qualité de maille été rapportée par Ansys Fluent. La Fig. 4.26 présente le maillage du générateur tubulaire étudié.

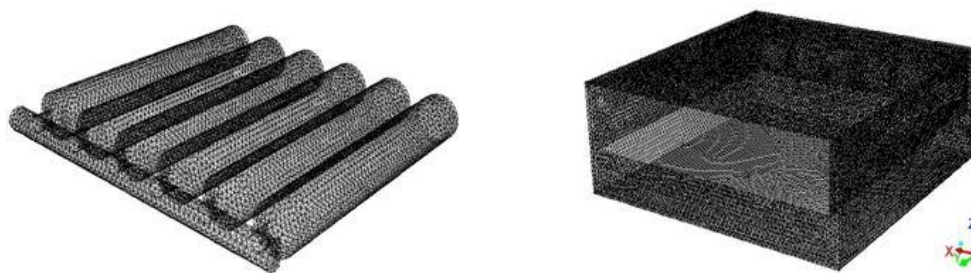


Fig. 4.26 : Maillage du générateur tubulaire étudié.

4.2 Discrétisation et résolution

Les principaux phénomènes pris en compte dans cette approche et les hypothèses correspondantes sont les suivantes :

- Résolution des équations de Navier Stokes.
- La géométrie est tridimensionnelle.
- On tient compte de la convection naturelle générée par des différences de température (on ne tient pas compte des variations d'humidité), en utilisant l'approximation de Boussinesq.
- L'écoulement est supposé laminaire, car le nombre de Reynolds est faible pour la couche d'air prisonnier. Cependant, la résolution est transitoire ce qui permet de rendre compte d'éventuelles instationnarités.
- On tient compte de l'inertie mécanique et thermique du fluide.
- On n'introduit aucune loi empirique de transfert entre le fluide et les surfaces des particules ou de l'enceinte (les couches limites sont supposées être discrétisées assez finement).
- On tient compte du rayonnement entre toutes les surfaces. L'absorption et la diffusion par l'air ne sont pas prises en compte.

Les conditions aux limites dans cette étude étaient prises en deux types: des conditions surfaciques, et des conditions volumiques.

- *Les conditions volumiques:*

L'isolation: on a considéré le matériau isolant le plâtre avec une condition convectif (convection naturel). Ainsi, la paroi extérieure une température d'air ambiante 25°C et d'une faible valeur d'émissivité 0.04. Le coefficient de transfert global h pour une convection naturel il est resteraient entre 5 et $15 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ donc on a pris une valeur de $5 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$. On

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

a choisie l'aluminium comme matériau pour la paroi intérieure avec une faible émissivité de 0.04 et sans conditions convectif.

L'air: On a supposé que l'air est un gaz idéal. Donc la densité de l'air est relative à un gaz parfait et les autres paramètres sont constants.

- *Les conditions surfaciques :*

Tube réactive: le matériau choisi est le cuivre. On a imposé des conditions thermiques Mixed. Pour le coefficient d'émissivité on a pris une valeur très élevés 0.92, en considération du revêtement noir qui absorbe et émissive. On n'a pas pris en considération se qui à l'intérieur du tube.

Vitrage: le matériau choisi est du verre avec des conditions thermiques mixed. Le coefficient de transfert plus important que le cas des tubes, mais on reste toujours en convection naturel. Une émissivité maximale, mais avec un taux de réflexion plus faible.

On a imposé une irradiation de 650 W/m^2 perpendiculaire sur la vitre. Pour le tube réactive la condition d'irradiation sur le tube de type opaque avec une fraction de diffusivité maximale 1.

5 Resultats et Discussions

5.1 Validation du modèle

La validation de notre modèle de simulation CFD été faite avec une comparaison entre les résultats expérimentaux obtenue et les résultats obtenue par la simulation pour les même points de mesure proposé et pour l'irradiation utilisé 650 W/m^2 . Les Fig.s 4.27; 4.28; 4.29; 4.30; 4.31 représentent la validation des résultats numérique CFD avec les résultats expérimentaux.

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

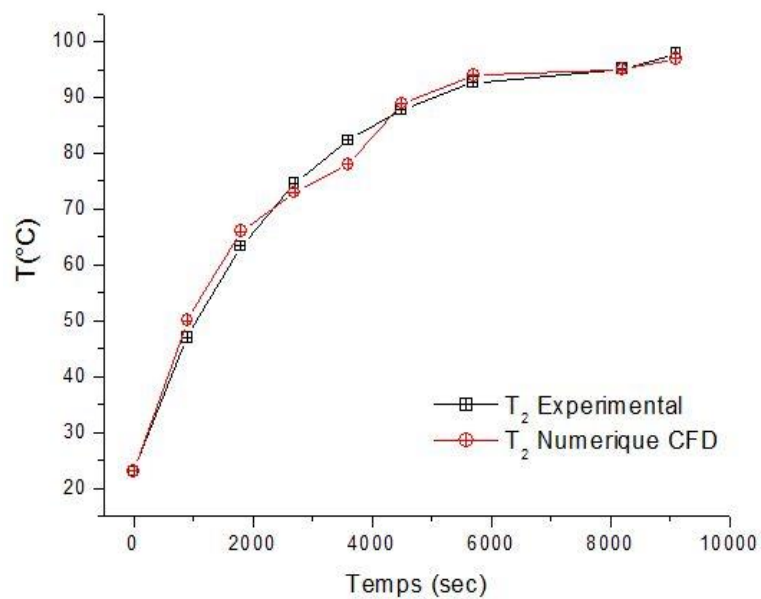


Fig. 4.27: Validation des résultats numérique par les résultats expérimentaux pour le point de mesure T_2 .

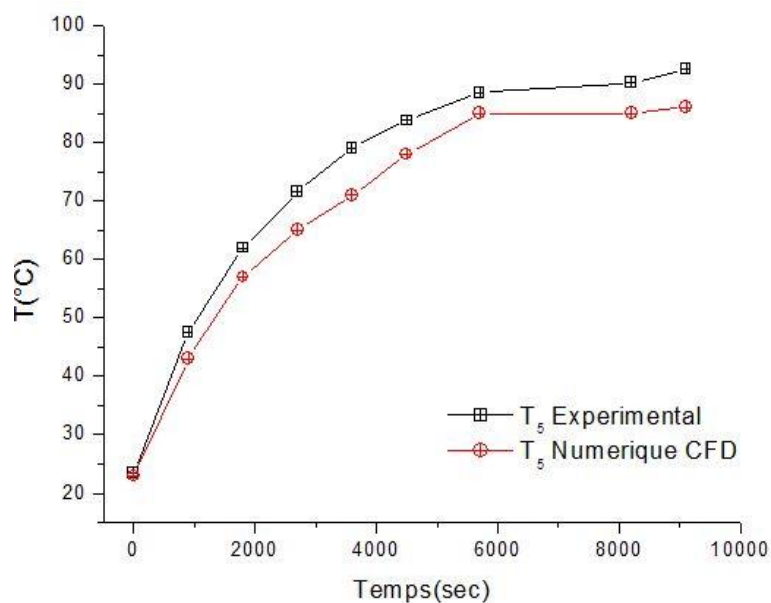


Fig. 4.28 : Validation des résultats numérique par les résultats expérimentaux pour le point de mesure T_5 .

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

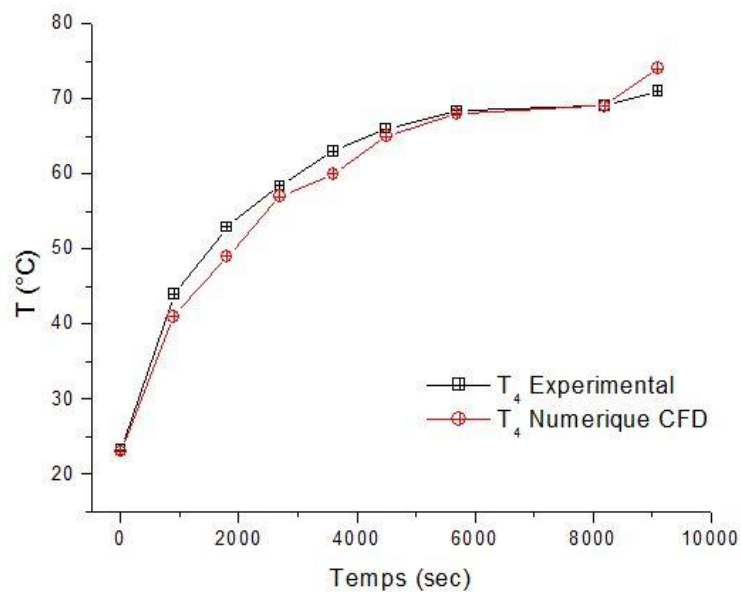


Fig. 4.29 : Validation des résultats numérique par les résultats expérimentaux pour le point de mesure T₄.

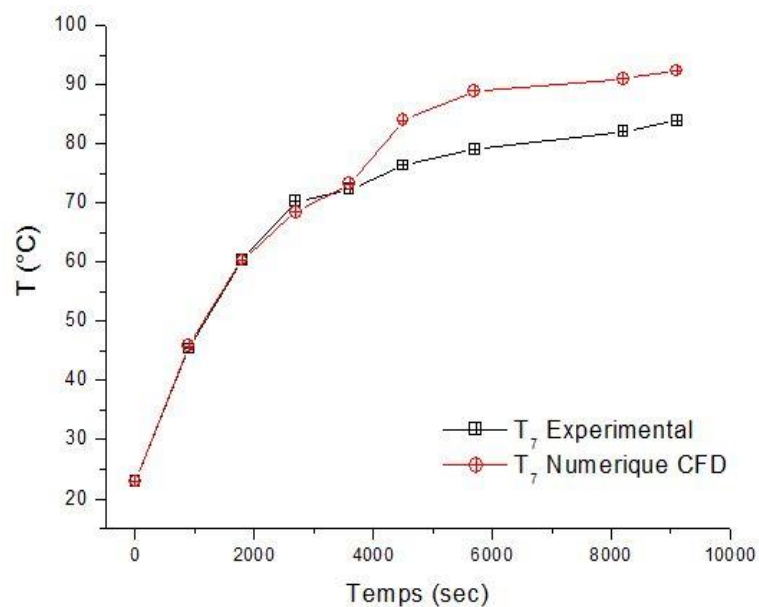


Fig. 4.30 : Validation des résultats numérique par les résultats expérimentaux pour le point de mesure T₇.

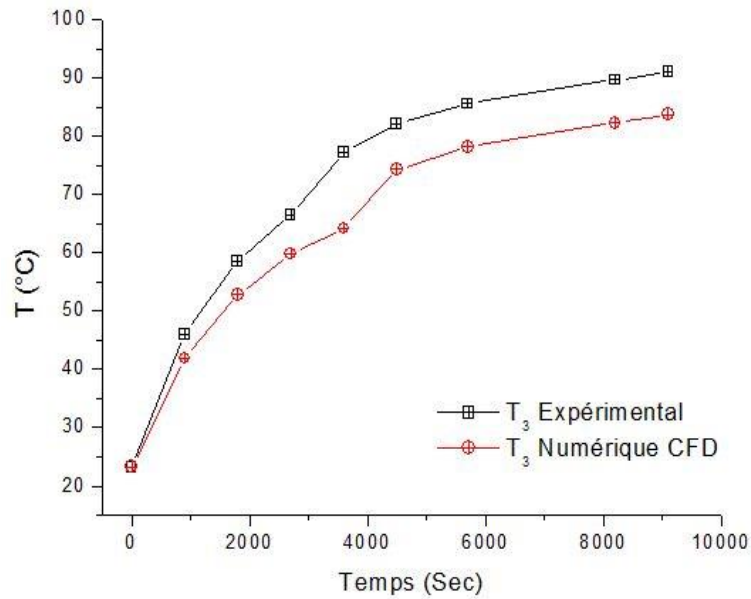


Fig. 4.31 : Validation des résultats numérique par les résultats expérimentaux pour le point de mesure T_3 .

En raison des résultats obtenus on peut dire qu'elles sont acceptables avec une erreur relative varie entre 2.4 % jusqu'à 8.9 %. Le tableau 4.3 présente l'erreur relative en pourcentage pour les résultats numériques obtenues en comparaison avec les résultats expérimentaux.

Point de mesure	T_2	T_3	T_4	T_5	T_7
Erreur relative (%)	2.4	8.9	3.2	6.9	5.3

Tableau 4.3 : Erreur relative en pourcentage pour les résultats numérique CFD obtenue.

5.2 Résolution par fluent étude du transfert thermique

Après la validation du modèle CFD une étude numérique sur le transfert thermique a été faite, pour avoir la distribution de température en régime transitoire (instationnaire). On a choisie trois temps qu'on a vue qu'ils sont essentiels dans la phase de chauffage, pour une irradiation 650 W/m^2 avec des lignes tracés sur le plan (XY). La Fig. 4.32 présente les lignes tracées sur le plan (XY).

La division du temps de la phase chauffage comme suit:

- Premier temps 900 secondes : c'est le temps initial pratiquement de la phase chauffage.
- Deuxième temps 3600 secondes : c'est la mi-temps de la phase chauffage.
- Troisième temps 9100 secondes : c'est le temps final de la phase chauffage.

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

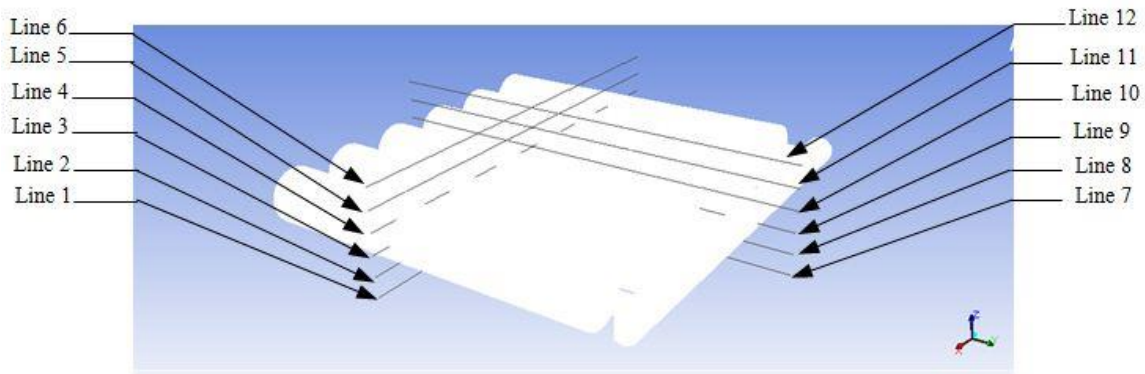


Fig. 4.32 : les lignes tracées sur le plan (XY).

La Fig. 4.33 présente la distribution de la température dans le générateur tubulaire en régime transitoire. On trouve que l'augmentation de la température se fait progressivement dans le générateur tubulaire au cours du temps. Grâce à l'effet de serre créés par la couche d'air prisonnier entre les tubes adsorbants et le vitrage du générateur tubulaire.

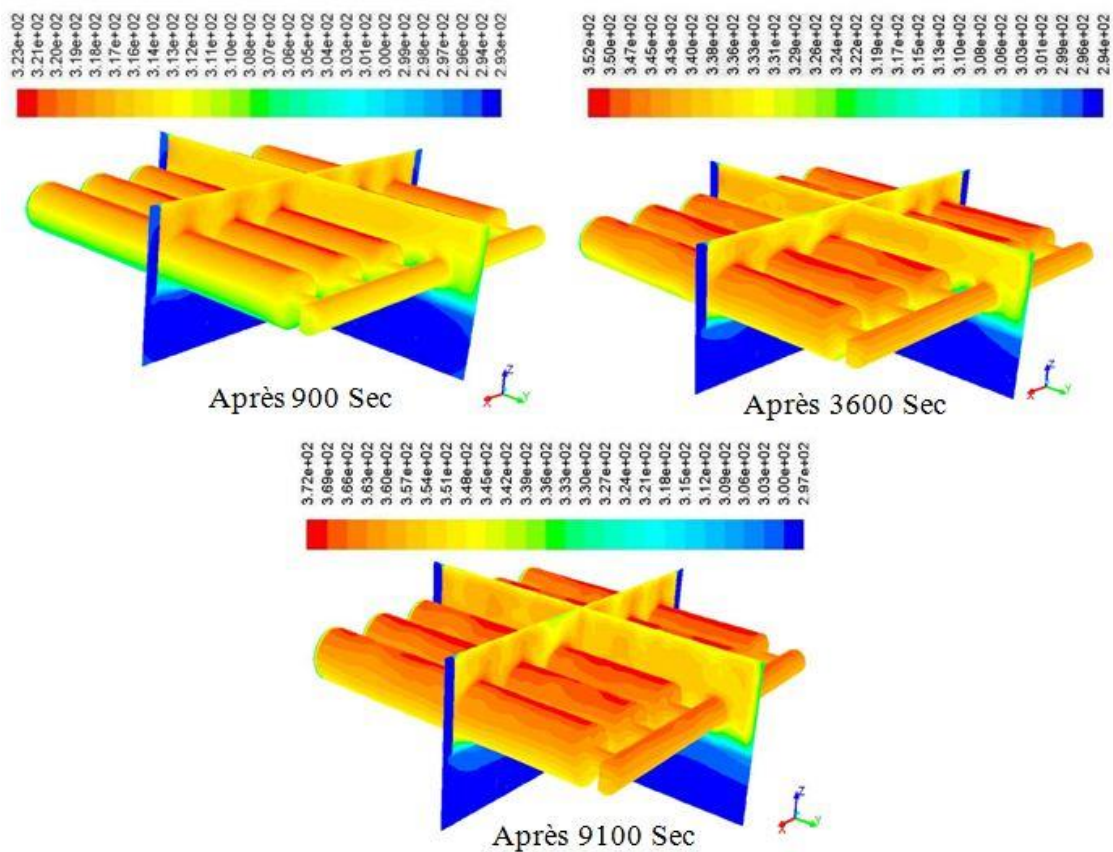


Fig. 4.33 : Distribution de la température dans le générateur tubulaire d'un système de production de froid solaire à adsorption en régime transitoire.

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

Pour les lignes tracées, qui nous donnent l'évolution de la température dans différentes positions sur plan (XY) du générateur tubulaire. Les Figs 4.34 ; 4.35 présentent l'évolution de la température à travers les lignes d'une coupe sur l'axe X et autre sur l'axe Y. On a remarqué qu'il existe une différence dans la répartition de la température entre les lignes. Si on compare la ligne 1 avec la ligne 5, il y'a une différence dans la répartition de la température environ 50 °C. Cette différence est due à la position de chaque ligne à l'intérieur du générateur tubulaire, ainsi que les conditions qui lui sont appliquées. Comme un exemple, la ligne 5 située au-dessus des tubes réactives où se trouve la couche d'air chaude et en plus elle est exposée au rayonnement direct. Ainsi que, l'influence de la diffusion thermique des tubes absorbeurs du générateur tubulaire sur cette ligne.

Par contre, la ligne 1 située au bas du générateur tubulaire exactement sous les tubes réactives. Elle n'est pas en contact directe avec le rayonnement qui tombe sur le générateur et non pas en contact à la couche d'air chaude, qui est présente en haut en raison de sa faible densité. Pour l'axe Y on remarque la même chose pour la répartition de la température si en compare la ligne 7 avec la ligne 11.

D'autre part, si on compare les deux lignes (5, 6 ou 11, 12) sur l'axe X et Y respectivement qui sont situées au-dessus des tubes noirs actifs. Il y'a une différence dans la répartition de la température en raison de l'emplacement des deux lignes. Si on prend la répartition de la température pour la ligne 5 qui se situe au-dessus des tubes réactifs, elle est plus grande que la ligne 6 qui se trouve au-dessus de la ligne 5. Cette différence due à la position de chaque ligne. Car la ligne 5 se trouve en haut des tubes noirs réactives et plus proche à ce dernier qui émise un flux thermique. Par contre, la ligne 6 se trouve en dessus de la ligne 5 et plus proche au verre.

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

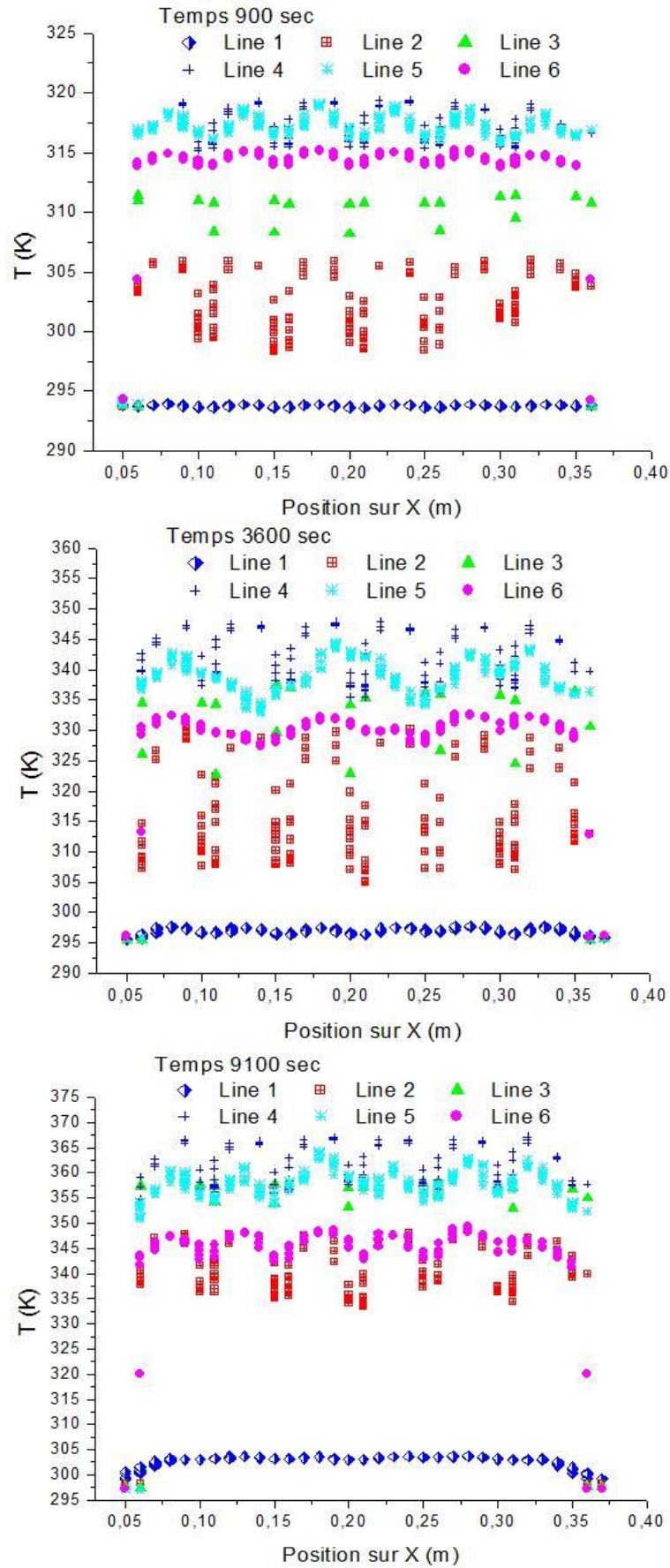


Fig. 4.34 : Évolution de la température à travers les lignes d'une coupe sur l'axe X.

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

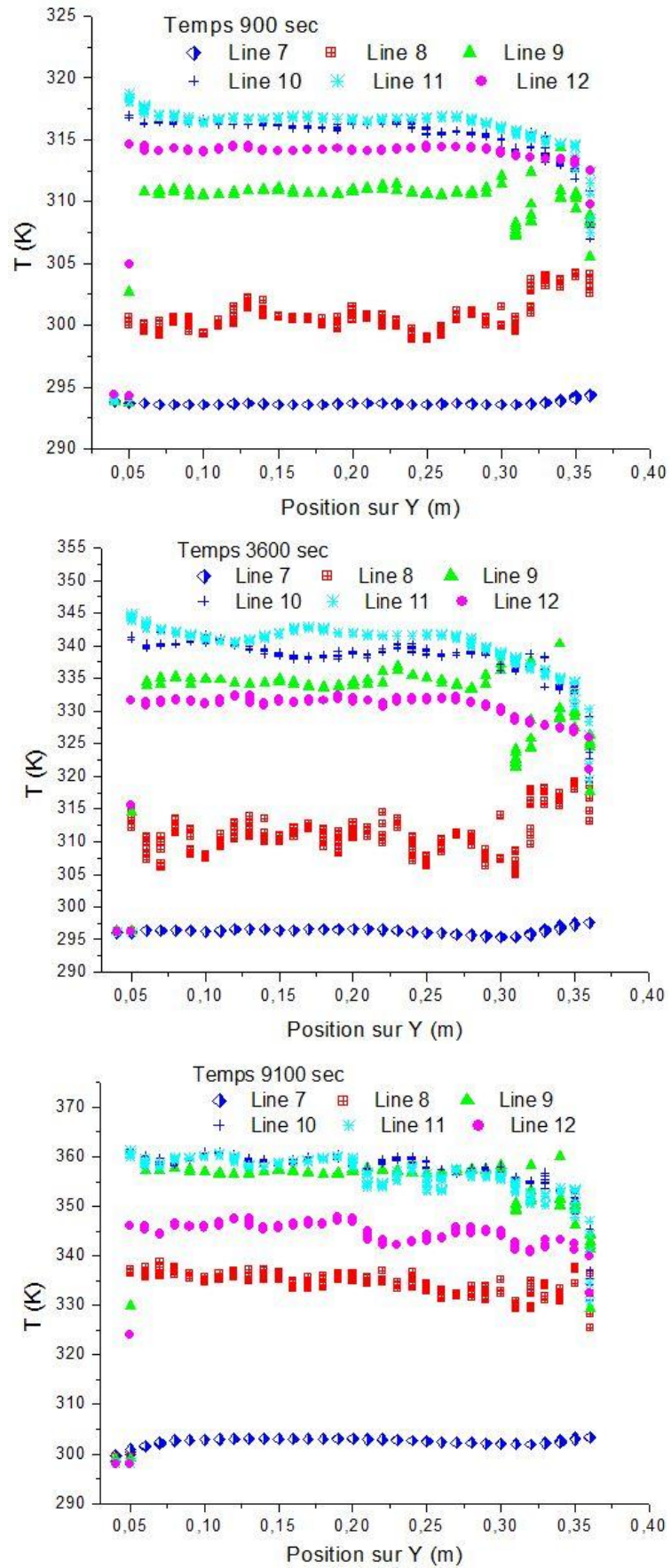
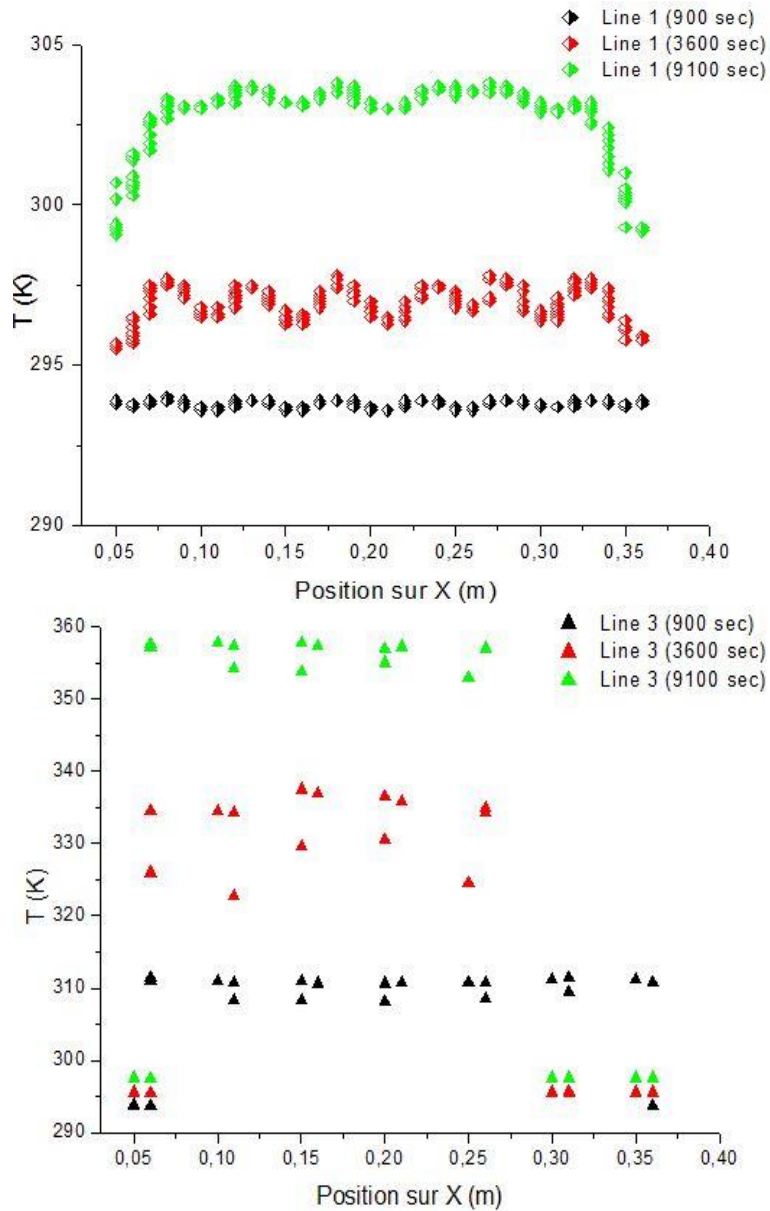


Fig. 4.35 : Évolution de la température à travers les lignes d'une coupe sur l'axe Y.

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

Afin de connaître l'évolution de la répartition de la température au cours du temps, on a choisi des lignes en les positionnant à l'intérieur du générateur tubulaire, puis on a tracé et comparé l'évolution de la distribution de la température dans le temps pour la même ligne. Les Fig.s 4.36, 4.37 présentent l'évolution de la répartition de la température dans le temps pour les lignes choisies sur l'axe X et l'axe Y respectivement.



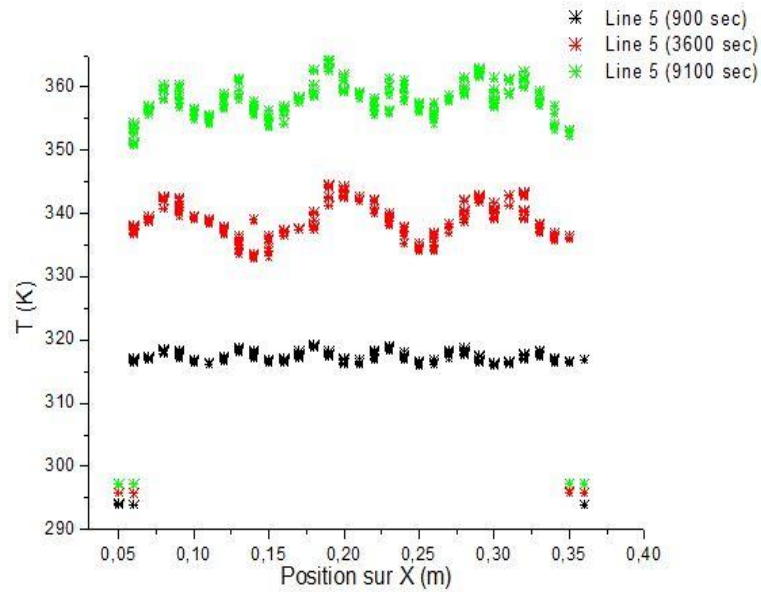
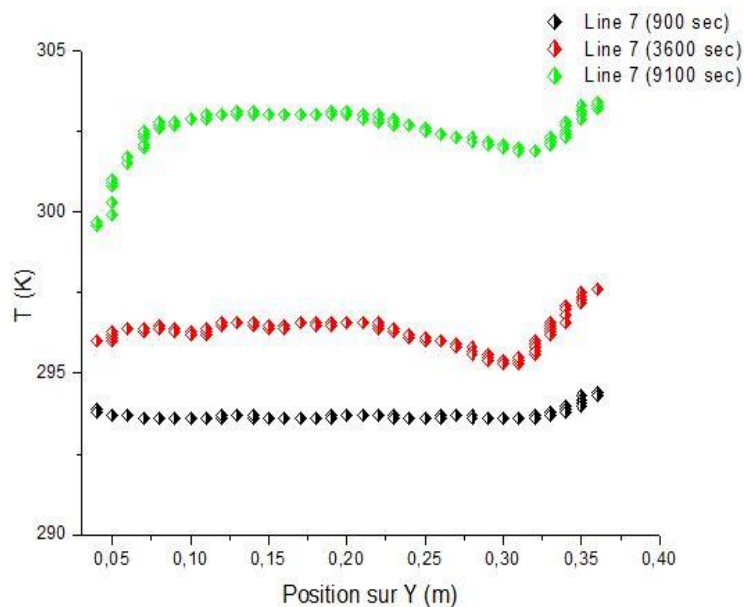


Fig. 4.36 : l'évolution de la répartition de la température dans le temps sur l'axe X pour les lignes 1, 3 et 5.

En regardant la Fig. 4.36, il existe une évolution remarquable pour la répartition de la température au cours du temps pour les lignes. Il y'a une différence de température pour les lignes 1, 3 et 5, dans sorte que la température pendant le temps 9100 secondes pour la ligne 1 soit limitée entre 300 K et 305 K, tandis que les lignes 3 et 5 sont convergentes et sont limitées entre 350 K et 360 K.



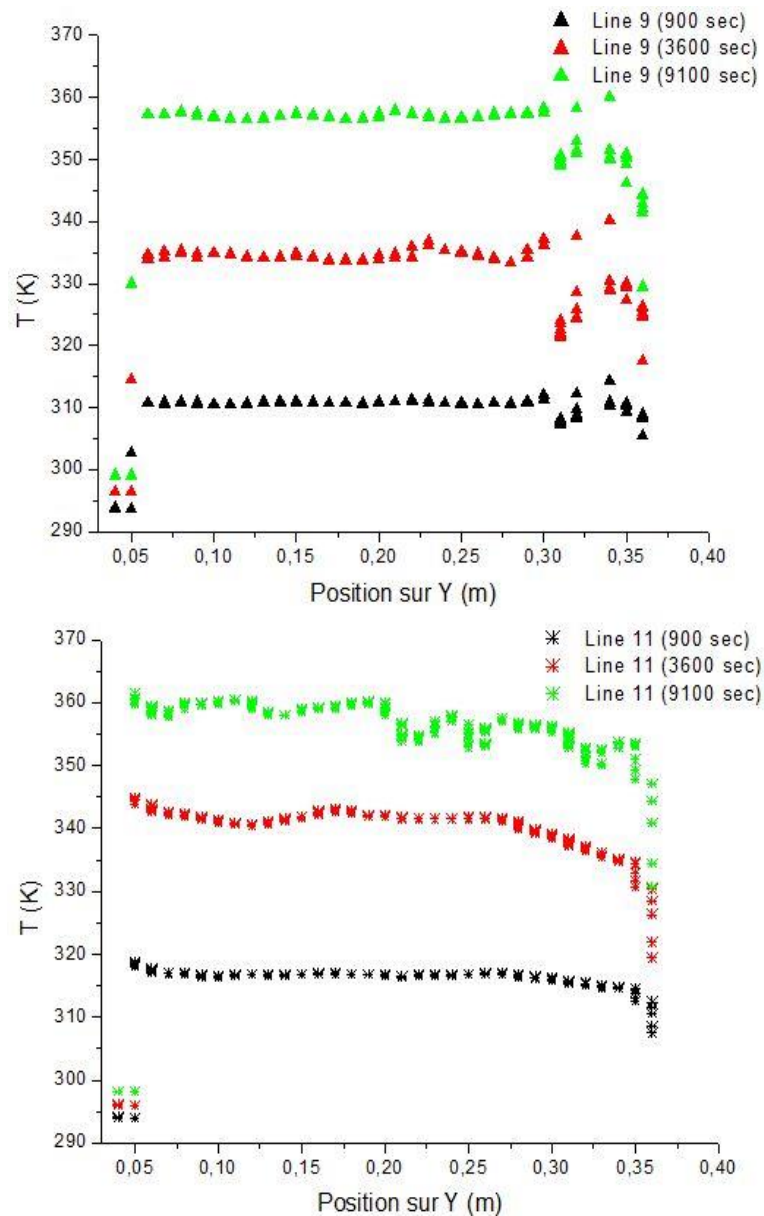


Fig. 4.37 : l'évolution de la répartition de la température dans le temps sur l'axe Y pour les lignes 7, 9, et 11.

En regardant la Fig. 4.37, il existe une évolution remarquable de la répartition de la température au cours du temps pour les lignes. Il y'a une différence de température pour les lignes 7, 9 et 11. On voit que la température pendant le temps 9100 secondes pour la ligne 7 soit limitée entre 300 K et 305 K, tandis que les lignes 9 et 11 sont convergentes et sont limitées entre 350 K et 360 K.

6 Conclusion

Dans ce chapitre, Nous avons étudié et caractérisé un générateur tubulaire. Ce dernier est l'élément essentiel dans une machine de production de froid solaire à adsorption. La

Chapitre 4. Étude et caractérisation du générateur tubulaire solaire

caractérisation été sur le transfert thermique sur la surface des tubes noirs réactives et elle été faite sur deux approches.

L'approche expérimentale a étudié le transfert thermique sur la couche d'air prisonnier dans le générateur tubulaire. Cette étude été sur deux étapes: une étude de transfert thermique par la présence d'une convection naturelle et une autre par la présence d'une convection forcée. Se qui nous a donné une idée sur la répartition de la température. Cette répartition été dans des points de mesure proposé avec une différence d'irradiation imposée par une lampe halogène et des tests dans des conditions contrôlé au niveau du laboratoire (indoor).

Nous avons constatés que la convection forcée fait une création d'homogénéité pour la répartition de la température dans le générateur tubulaire en comparaison avec la convection naturelle. D'autre part, nous avons arrivé à réduire 10 % de la température de saturation avec la convection forcée. Cette écart de température nous arrange, dans le cas où la température dépasse 130 °C pour le méthanol qui se décompose à partir de cette température et le processus d'adsorption sera bloquer.

La deuxième étape c'était l'approche numérique et de faire une simulation numérique CFD. Pour avoir une évolution plus générale sur la répartition de la température dans le générateur tubulaire. Où on a pu validé cette simulation CFD par les resultats obtenue expérimentalement. Afin d'étudié le transfert thermique dans le générateur tubulaire pour des coupes différentes sur le plan XY et en regime transitoire .

7 Bibliographie

- Belkacemi, D. (2013) Simulation Numérique du Système Cardiovasculaire Application : Anévrisme de l'Aorte Abdominale (AAA). Magister. Université de Khemis-Miliana, Khemis-Miliana
- Chekirou, W. (2008) Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption. Thèse de Doctorat d'état. Université Mentouri, Constantine
- El Fadara, A., A. Mimet and M. Pérez-Garcia (2009) Modelling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector. *Solar Energy* 83:850-861.
- Farber, E. A. (1973) Solar Energy, Its Conversion and Utilization. *Solar Energy* 14:243-252.
- Garg, H. P., A. R. Shukla and S. Chakraverty (1985) Development of a Simple Low-Cost Solar Simulator for Indoor Collector Testing. *Applied Energy* 21:43-54.
- Goncalvès, E. (2005), Résolution numérique, discrétisation des EDP et EDO. Grenoble, Institut national polytechnique de Grenoble: 57.
- Noguchi, T. (1973) Recent Developments in Solar Energy Research and Application in Japan. *Solar Energy* 15:179-187.
- Passos, E., F. Meunier and J. C. Gianola (1986) Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon. *Heat Recovery Systems* 6:259-264.
- Popa, I. C. (2002) Modélisation Numérique du transfert thermique + Méthode des Volumes finis, University of Craiova.
- Simon, F. F. (1976) Flat-Plate Solar-Collector Performance Evaluation with a Solar Simulator as a Basis for Collector Selection and Performance Prediction. *Solar Energy* 18:451-466.
- Solanki, S. C., S. Dubey and A. Tiwari (2009) Indoor Simulation and Testing of Photovoltaic Thermal (PV/T) Air Collectors. *Applied Energy* 86:2421-2428.
- Sumathy, K. and L. Zhongfu (1999) Experiments with solar-powered adsorption ice-maker. *Renewable Energy* 16:704-707.
- Yass, K. and H. B. Curtis (1975) Operational Performance of a Low Cost, Air Mass 2 Solar Simulator. Institute of Environmental Sciences Conference Los Angeles, California.

CHAPITRE 5 : ÉVALUATION DES PERFORMANCES DE LA MACHINE FRIGORIFIQUE ET ÉTUDE PARAMÉTRIQUE

Dans ce chapitre, nous présentons la démarche d'un code de calcul du coefficient de performance COP élaboré par Matlab. Ce code a été utilisé pour l'évaluation des performances du prototype précédant de production de froid à adsorption, en se basant sur les résultats expérimentaux obtenus au laboratoire sous une source artificielle de type lampe halogène. A la fin, nous proposons une étude paramétrique en utilisant le code de calcul Matlab, pour mieux comprendre le fonctionnement du système.

1 Démarche de calcul du coefficient de performance COP

Le coefficient de performance (COP_{th}) thermique d'un système de réfrigération est le rapport entre sa capacité à éliminer la chaleur d'une source froide et l'énergie fournie pour son fonctionnement. Ce rapport est une mesure de la conversion de l'énergie fournie au système en la capacité de refroidissement de sortie [Djebiret et al. (2015)].

Dans le cas d'un réfrigérateur solaire, la chaleur évacuée de la source froide Q_f correspond à l'effet de refroidissement produit au niveau de l'évaporateur. Quant à l'énergie fournie au système Q_g , en considérant seulement qu'elle est effectivement transférée à l'adsorbent pour favoriser sa régénération / désorption. Q_g est défini par la somme des chaleurs sensibles des éléments du système plus la quantité de chaleur de désorption. Le COP_{th} du cycle d'adsorption peut être défini :

$$COP_{th} = \frac{Q_f}{Q_g} \quad (5.1)$$

L'efficacité du système de refroidissement, le capteur solaire et le cycle d'adsorption sont présentés par le coefficient de performance solaire COP_s . Ce dernier est défini comme le rapport entre l'effet de refroidissement utile Q_f et l'énergie solaire quotidienne recueillie sur la surface de captation Q_t . Le COP_s est défini comme :

$$COP_s = \frac{Q_f}{Q_t} \quad (5.2)$$

➤ **Expression de froid produit à l'évaporateur Q_f**

La quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f est donnée par l'équation 5.3 :

$$Q_f = m_a \Delta m \left[L(T_e) - \int_{T_e}^{T_c} C_{Pl}(T) dT \right] \quad (5.3)$$

Le premier terme de cette équation représente la chaleur absorbée pour l'évaporation du réfrigérant à la température d'évaporation T_e . Le second terme représente la chaleur sensible nécessaire pour amener le fluide condenser de sa température de condensation à celle d'évaporation T_e .

Où: $L_e(T)$ et $C_{Pl}(T)$ représentent, respectivement la chaleur latente d'évaporation et la chaleur spécifique de l'adsorbat à l'état liquide. m_a : est la masse de l'adsorbant solide contenue dans l'adsorbeur. Δm : la masse cyclée de l'adsorbat, elle est calculée par la différence de masse de l'adsorbat entre les deux transformations isostérique équation 5.4 :

$$\Delta m = m_{\max} - m_{\min} = m(T_a, P_e) - m(T_g, P_c) \quad (5.4)$$

La masse de réfrigérant est calculé par le modèle de Dubinin – Astakhov défini par l'équation 5.5 :

$$m(T,P) = W_0 \rho_l(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^n \right] \quad (5.5)$$

Les paramètres (W_0 , D , n) de l'équation 5.5 du modèle de Dubinin-Astakhov pour le couple charbon actif AC – 35/méthanol sont déterminés expérimentalement par Pons and Grenier (1986), et ($P_s(T)$, $\rho_l(T)$) sont estimés par [Diny (1996)] :

W_0 : le volume maximal adsorbable qu'est égale 0.425 l/kg.

D : constante caractérise le couple adsorbant/adsorbat sa valeur $5.02 \cdot 10^{-7}$.

n : reflète l'hétérogénéité du solide égale 2.15.

➤ **Expression d'énergie solaire quotidienne recueillie sur la surface de captation Q_t**

Chapitre 5. Évaluation des performances de la machine frigorifique et étude paramétrique

L'énergie solaire quotidienne recueillie sur la surface de captation correspond au produit de la surface du capteur solaire S par le flux de rayonnement solaire sur la surface du collecteur G pendant la durée de fonctionnement Δt .

$$Q_t = S G \Delta t \quad (5.6)$$

➤ Expression de chaleur cédée pour le dispositif Q_g

La chaleur cédée Q_g est défini par la somme des chaleurs sensible des éléments du système plus la quantité de chaleur de désorption [Cherrad et al. (2017, 2018)].

$$Q_g = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \quad (5.7)$$

Chaleur sensible de l'adsorbant

$$Q_1 = m_a \int_{T_a}^{T_g} C_{P_{AC-35}} dT = m_a C_{P_{AC-35}} (T_g - T_a) \quad (5.8)$$

$C_{P_{AC-35}}$ est la chaleur spécifique de l'adsorbant et $m_a C_{P_{AC-35}}$ représente la capacité calorifique de l'adsorbant.

Chaleur sensible des parties métalliques

Q_2 est la chaleur nécessaire pour porter la température des parties métalliques de l'adsorbant de la température T_a à la température T_g , elle est donnée par:

$$Q_2 = m_{m\acute{e}tal} \int_{T_a}^{T_g} C_{p_{m\acute{e}tal}} dT = m_{m\acute{e}tal} C_{p_{m\acute{e}tal}} (T_g - T_a) \quad (5.9)$$

$m_{m\acute{e}tal}$: est la masse des parties métalliques de l'adsorbant.

$C_{p_{m\acute{e}tal}}$: est la chaleur spécifique des parties métalliques de l'adsorbant.

Chaleur sensible de l'adsorbat

Q_3 est la chaleur nécessaire pour chauffer l'adsorbat de la température T_a à la température T_g , elle est donnée par:

$$Q_3 = m_a m_{\max} \int_{T_a}^{T_{des}} C_{p_l}(T) dT + m_a \int_{T_{des}}^{T_g} m(T) C_{p_l}(T) dT \quad (5.10)$$

$m(T)$, $C_p(T)$ la masse de l'adsorbat qui est en fonction de la température calculée avec le modèle de Dubinin-Astakhov et les valeurs de la chaleur spécifique de l'adsorbat donné par [Bejan and Kraus (2003)].

T_{des} Définie comme la température à partir de laquelle le phénomène de désorption commence, elle correspond à l'apparition de la première goutte liquide dans le condenseur. Pour obtenir la relation analytique qui définit T_{des} avec l'aide du modèle de Dubinin-Astakhov, nous devons tenir compte de la supposition isostère pour la phase (1-2) on obtient l'équation 5.11 suivante:

$$w_0 \rho_l (T_a) \exp \left[-D \left(T_a \ln \frac{P_s(T_a)}{P_e} \right)^n \right] = w_0 \rho_l (T_{des}) \exp \left[-D \left(T_{des} \ln \frac{P_s(T_{des})}{P_c} \right)^n \right] \quad (5.11)$$

Pour obtenir la température T_{des} , nous devons résoudre l'équation 5.11, On donne des valeurs à la température T_{des} dans un intervalle] T_a , T_{desmax}], où T_{desmax} est la valeur maximum de T_{des} (arbitrairement choisie) et à chaque fois, on compare les valeurs de la masse adsorbée calculée correspondante à des valeurs de température données précédemment, à $m(T_a, P_e)$ jusqu'à l'obtention de la valeur de T_{des} correspondant à $m(T_a, P_e) - m(T_{des}, P_c) = 0$ [Djebiret et al. (2018)].

Chaleur de désorption

$$Q_{des} = \Delta m m_a \Delta H \quad (5.12)$$

ΔH est la chaleur latente de désorption, elle est généralement égale à 1.2 de la chaleur latente de vaporisation de liquide [Meunier (1998) , Yahi et al. (2013)].

2 Le code de calcul du coefficient de performance COP

Le model de calcul numérique est élaboré par le logiciel Matlab. Selon l'organigramme algorithmique que la Fig. 5.1 nous le montre. Il nous a permis de calculer Q_f , Q_g et Q_t ainsi que COP_{th} et COP_s .

2.1 Validation du code de calcul

Afin de valider notre model de calcul, nous avons appliqués les mêmes paramètres de calcul considéré par [Passos et al. (1986)], dans le code élaboré. La Fig. 5.2 présente une

Chapitre 5. Évaluation des performances de la machine frigorifique et étude paramétrique

comparaison entre les résultats du COP_{th} du couple charbon actif AC-35/méthanol, obtenue par [Passos, Meunier et al. (1986)] et le présent travail pour les mêmes conditions paramétriques, avec une erreur inférieure de 3%.

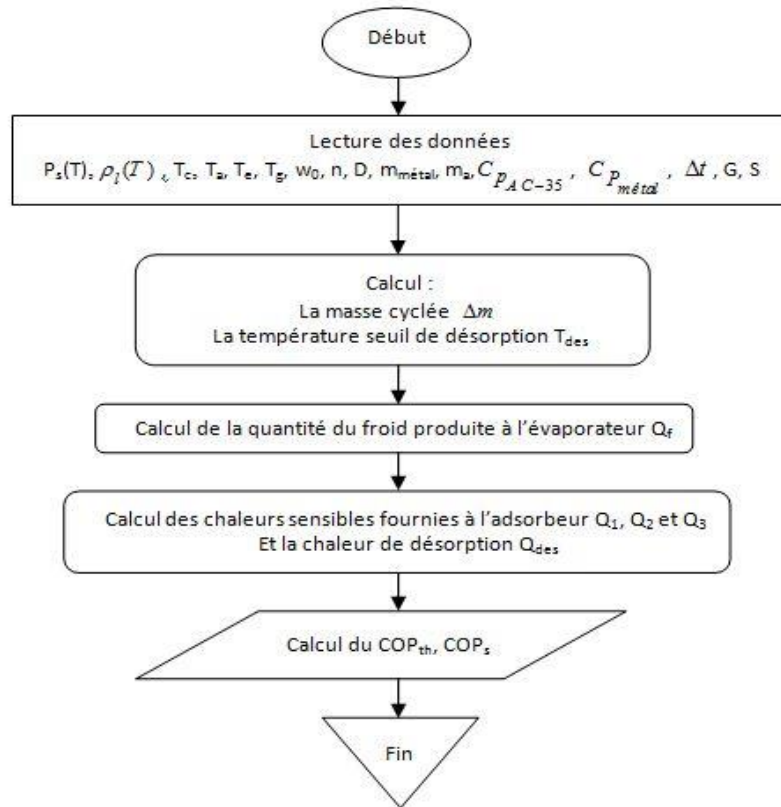


Fig. 5.1 : Organigramme algorithmique du code de calcul sous Matlab du COP_{th} , COP_s .

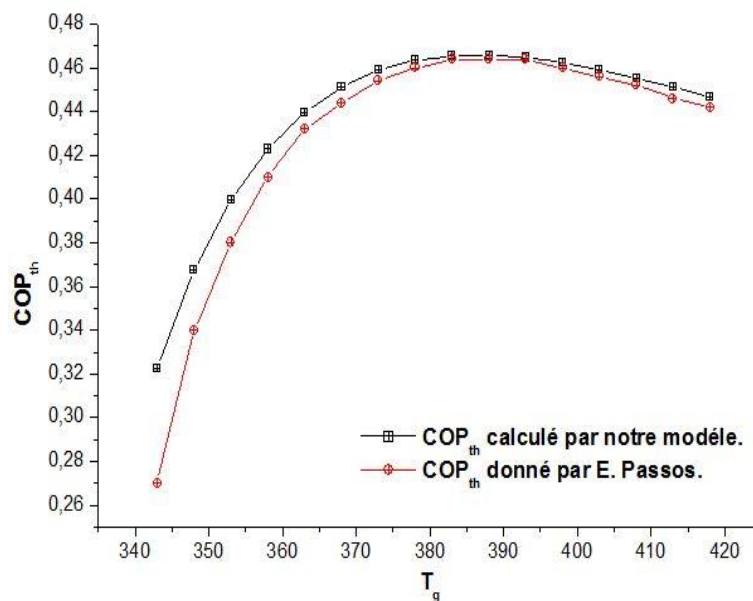


Fig. 5.2 : Comparaison entre les valeurs calculé par notre model et celle de Passos, Meunier et al. (1986) du COP_{th} pour le couple Charbon actif AC – 35/ Méthanol.

2.2 Évaluation du COP du prototype expérimental

Les résultats expérimentaux obtenus pour les valeurs d'irradiation (800, 820, 1000, 1020 W/m²) appliquées sur le prototype donnent les températures d'évaporation, de condensation, d'adsorption et de régénération pour des conditions opératoires dans le laboratoire. Le tableau 5.1 montre les différentes températures obtenues pendant la fonction du prototype.

Résultats	Valeurs			
Irradiation (W/m ²)	800	820	1000	1020
T _g (°C)	80	90	100	110
T _c (°C)	36	34	35	35
T _e (°C)	+ 0	+ 0.5	- 0.5	- 1

Tableau 5.1 : Différentes températures obtenues pendant le fonctionnement du prototype.

Pour calculer le COP_{th} et COP_s à l'aide des données obtenues expérimentalement (tableau 5.1) et après avoir connaître les valeurs numériques des paramètres de calcul : la masse de la partie métallique d'adsorbant $m_{\text{m\u00e9tal}}=3.75$ kg, la masse du charbon actif AC-35 $m_a=0.7$ kg, la chaleur spécifique de l'adsorbant $C_{P(AC-35)}=920$ J/kg. K et la chaleur spécifique du métal qui est le cuivre $C_{P_{\text{m\u00e9tal}}}=380$ J/kg. K. Nous avons effectu\u00e9s une application num\u00e9rique \u00e0 partir du mod\u00e8le math\u00e9matique et l'organigramme pr\u00e9c\u00e9dant (Fig. 5.1). Le tableau 5.2 pr\u00e9sente les temp\u00e9ratures de r\u00e9g\u00e9n\u00e9rations obtenues et le COP_{th}, COP_s calcul\u00e9.

Résultats	Valeurs			
Irradiation (W/m ²)	800	820	1000	1020
T _g (°C)	80	90	100	110
COP _{th}	0.38	0.43	0.45	0.46
COP _s	0.054	0.074	0.072	0.09

Tableau 5.2 : Temp\u00e9rature de r\u00e9g\u00e9n\u00e9ration avec l'\u00e9valuation du COP_s et COP_{th} calcul\u00e9.

D'apr\u00e8s le tableau 5.2 on remarque que les valeurs du COP_{th} sont dans les normes de cycle id\u00e9al \u00e0 adsorption. On n'a pas d\u00e9pass\u00e9 la temp\u00e9rature de r\u00e9g\u00e9n\u00e9ration 110 \u00b0C, car d'apr\u00e8s des \u00e9tudes ont \u00e9t\u00e9 r\u00e9alis\u00e9es citons les r\u00e9sultats num\u00e9riques de [Passos, Meunier et al. (1986)] et ceux exp\u00e9rimentaux de [Sumathy and Zhongfu (1999)] c'est une variable qu'il faut l'optimiser.

Chapitre 5. Évaluation des performances de la machine frigorifique et étude paramétrique

Ils ont conclu d'une façon générale que les valeurs de température de régénération soient plus basse pour obtenir un COP_{th} maximal pour un cycle idéal à adsorption, limitée par 130 °C où le méthanol se décompose à partir de cette température et le processus d'adsorption sera bloquer.

D'après une recherche bibliographique sur les prototypes réalisés et les études numériques faites sur la production du froid à adsorption. On a conclu que le dispositif réalisé par l'équipe de froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable FCEEOR a un COP_s dans une certaine mesure acceptable avec les conditions de fonctionnement considéré en comparaison avec les études réalisées. Le tableau 5.3 présente les différents dispositifs et les installations pour la production du froid solaire à adsorption avec leur COP solaire et leurs conditions de fonctionnement.

Surface de captation (m ²)	Température opérationnelle (°C)				COP _s	Couple de travail	Référence
	T _c	T _e	T _g	T _a			
2	–	–	–	–	0.08 – 0.13	Charbon actif – Méthanol	Buchtera et al. (2003)
–	33	-0.9	105	20.6 – 27.3	0.24	Charbon actif – Méthanol	Leite and Daguene (2000)
0.92	–	-6	70 – 78	6 – 13	0.1 – 0.12	Charbon actif – Méthanol	Sumathy and Zhongfu (1999)
0.19	34-36	-1 – 0	80 – 110	25	0.054 – 0.09	Charbon actif – Méthanol	Présent travail

Tableau 5.3 : Comparaison des résultats obtenus du dispositif avec d'autres travaux.

Le coefficient de performance d'un système frigorifique à adsorption est lié à la vitesse de transfert de chaleur et de masse dans le lit adsorbant et par les conditions opératoires. Pour cela, une étude d'influence de la masse de la partie métallique, les matériaux de construction de l'adsorbant et les températures de travail (T_g, T_c, T_a, T_e) du système sur les quantités de chaleur : Q_f, Q_c et le COP_{th} [Djebiret, Ouali et al. (2015)].

3 Étude paramétrique sur le prototype de réfrigérateur solaire à adsorption

Dans ce qui suit on va étudier les paramètres qui influent sur le travail et le rendement du prototype de réfrigérateur solaire à adsorption avec l'aide du code de calcul numérique précédent.

3.1 Influence de la masse des parties métalliques de l'adsorbueur

Nous présentons dans la Fig. 5.3 l'effet de la masse des parties métalliques de l'adsorbueur sur le COP thermodynamique. En utilisant le cuivre comme matériau de construction de l'adsorbueur et sous les conditions de fonctionnement typique suivantes: $T_a = 25\text{ °C}$, $T_e = 0\text{ °C}$, $T_c = 35\text{ °C}$.

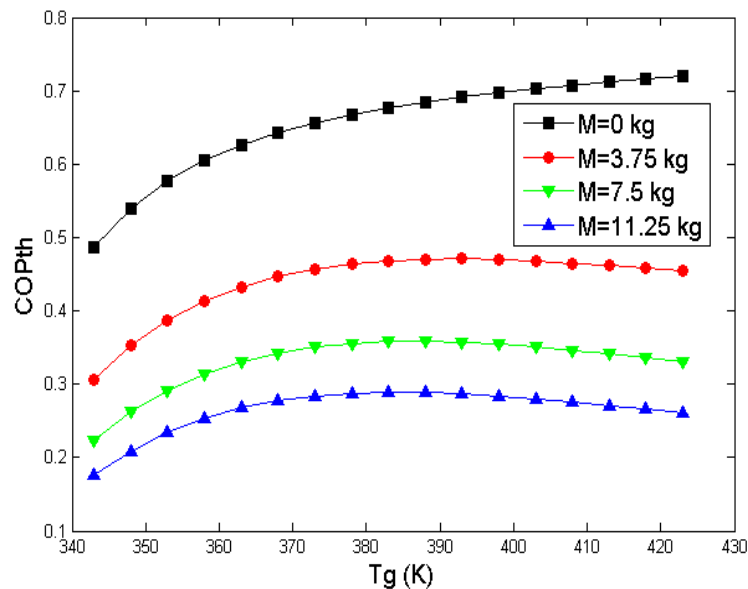


Fig. 5.3 : Influence de la partie métallique de l'adsorbueur sur le COP_{th}.

La masse de la partie métallique de l'adsorbueur n'a aucun effet sur la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f . Théoriquement d'après l'équation (5.3) qui définit la quantité de froid produite Q_f , où aucune relation n'apparaît entre la masse de la partie métallique $m_{\text{métal}}$ et la quantité de froid produite Q_f . Par contre, la masse de la partie métallique $m_{\text{métal}}$ forme une augmentation sur la chaleur sensible de la partie métallique Q_2 . Cette dernière donne un plus à la chaleur cédée Q_g pour le prototype. Donc, on peut prédire que plus la masse de la partie métallique $m_{\text{métal}}$ est élevée plus le COP_{th} diminue et la Fig. 5.3 confirme ce résultat.

3.2 Influence du matériau de construction de l'adsorbeur

Les systèmes de production de froid par adsorption sont fortement influencés par le matériau de construction du moteur nécessaire qui est de l'adsorbeur. La Fig. 5.4 peut confirmer cette influence en employant des différents matériaux (Cuivre, Acier 0.1c, Aluminium) qui ont des différentes propriétés et sous les conditions de fonctionnement typique suivantes: $T_a= 25\text{ °C}$, $T_e= 0\text{ °C}$, $T_c= 35\text{ °C}$.

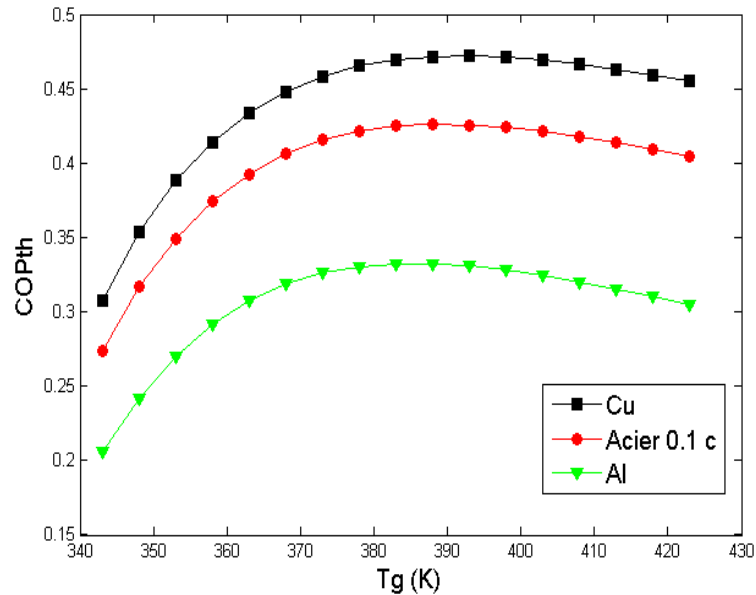


Fig. 5.4 : Influence de matériau de construction de l'adsorbeur sur le COP_{th} .

D'après la Fig. 5.4 on trouve que le cuivre semble être le bon matériau pour obtenir un COP_{th} plus élevé. En raison de sa basse chaleur spécifique et sa contribution dans la chaleur sensible utilisée pour chauffer un adsorbeur en cuivre, car elle est moins que celle utilisée pour chauffer l'adsorbeur en Aluminium ou en Acier 0.1c.

3.3 Influence de la température de condensation

Nous présentons dans les Fig.s 5.5 et 5.6 l'effet de la température de condensation T_c sur le COP_{th} et la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f . Avec les conditions de fonctionnement typique suivantes : ($T_a= 25\text{ °C}$, $T_e= 0\text{ °C}$) et en variant T_g et T_c .

Le COP_{th} du système et la quantité de froid produite Q_f diminuant avec l'augmentation de la température de condensation T_c . Ceci peut être interprété par le fait que l'augmentation de la température T_c entraîne une augmentation de la pression de saturation à cette température $P_s(T_c)$. Donc, la masse désorbée du méthanol $m(T_g, P_s(T_c))$ augmente, impliquant une diminution de la masse cyclée donnée par l'équation (5.4).

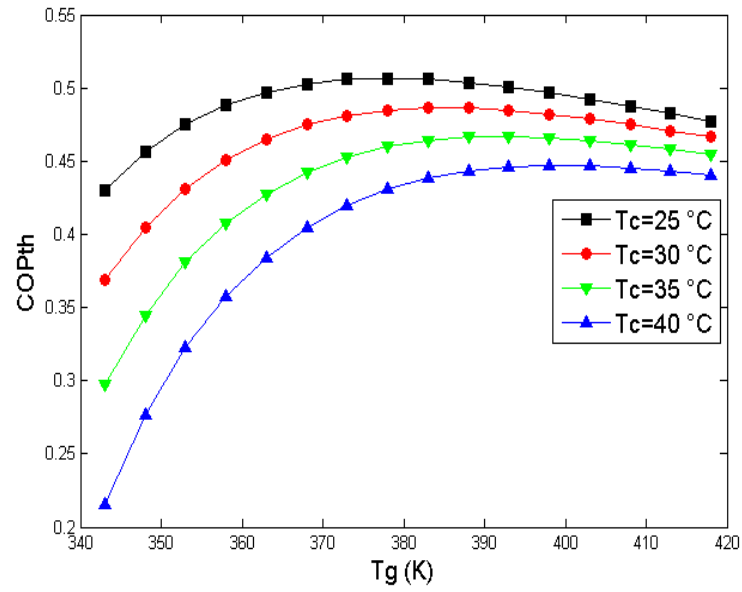


Fig. 5.5 : Influence de la température de condensation sur le coefficient de performance thermique COP_{th} .

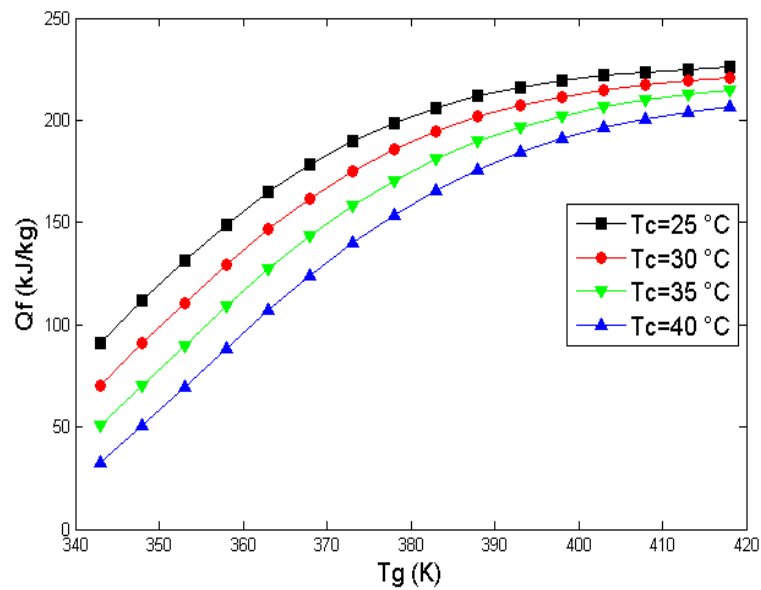


Fig. 5.6 : Influence de la température de condensation sur la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f .

3.4 Influence de la température d'adsorption

Nous présentons dans les Fig.s 5.7 et 5.8 l'effet de la température d'adsorption T_a sur le COP_{th} et la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f . En maintenant les températures de fonctionnement typique ($T_c= 35\text{ °C}$, $T_e= 0\text{ °C}$) et en variant T_g et T_a . D'après les Fig. 5.7 et 5.8 l'augmentation de la température d'adsorption T_a joue un rôle négatif sur la croissance de la quantité Q_f et sur le COP_{th} .

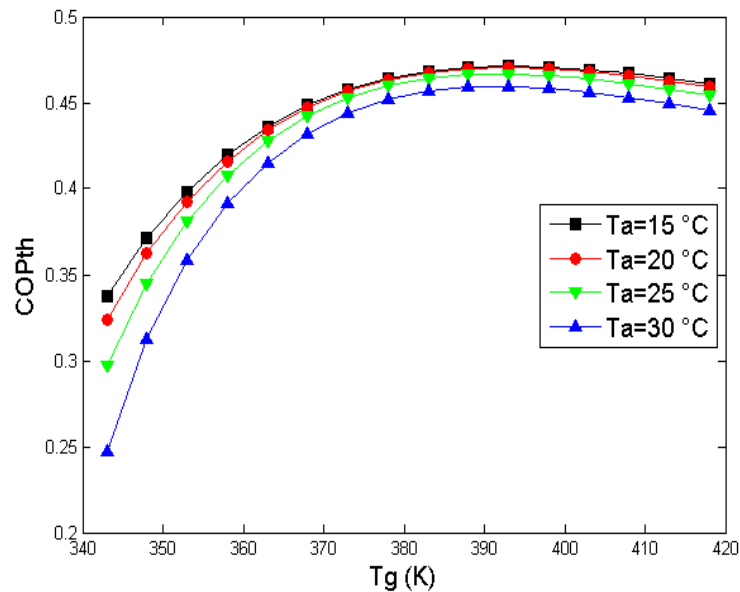


Fig. 5.7: Influence de la température d'adsorption sur le coefficient de performance COP_{th} .

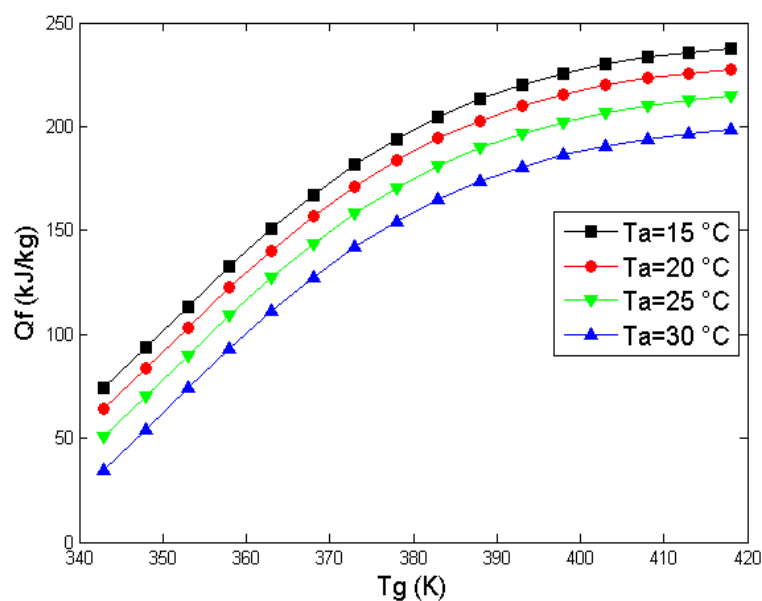


Fig. 5.8 : Influence de la température d'adsorption sur la quantité de froid produite Q_f .

L'augmentation de T_a la température d'adsorption influe sur la masse adsorbé m_{\max} selon le modèle de Dubinin–Astakhov, sa reflète négativement sur la masse cyclé Δm . Il faut donc toujours assurer le d'épart du cycle frigorifique à des températures d'adsorption T_a plus basse possible, pour avoir une grande masse adsorbé m_{\max} qui permettra d'agrandir la masse cyclé Δm .

3.5 Influence de la température d'évaporation

Les Fig.s 5.9 et 5.10 présentes l'effet de la température d'évaporation T_e sur le COP_{th} et la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_f . En maintenant les températures de fonctionnement typique ($T_c= 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_a= 25 \text{ }^\circ\text{C}$) et en variant T_g et T_e .

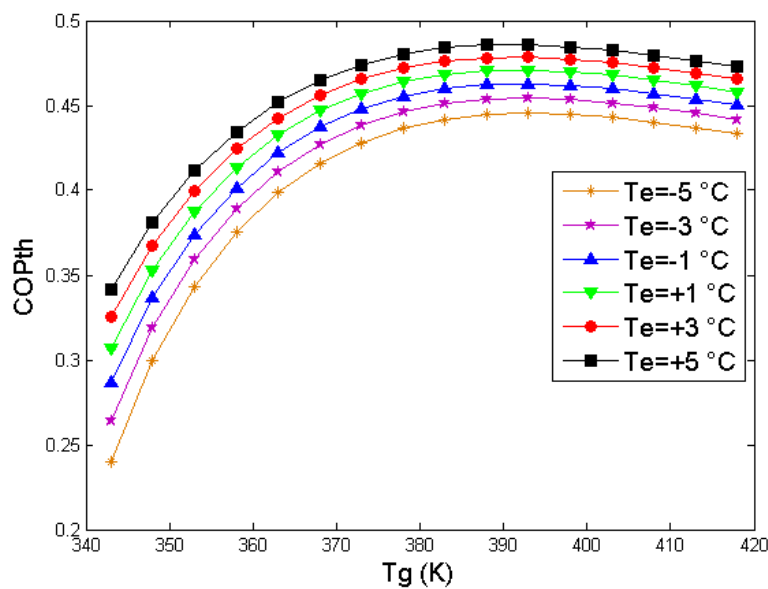


Fig. 5.9 : Influence de la température d'évaporation sur le coefficient de performance COP_{th} .

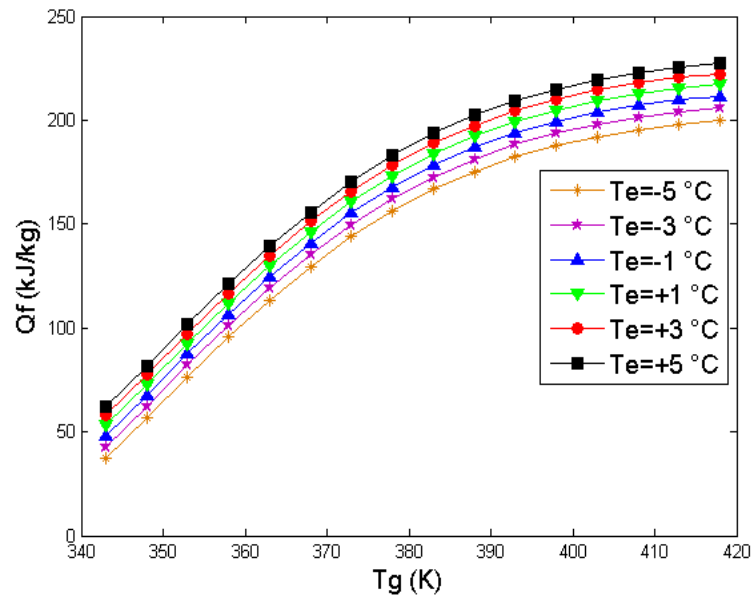


Fig. 5.10 : Influence de la température d'évaporation sur la quantité de froid produite Q_f .

On aperçoit que, la diminution de la température d'évaporation T_e implique une diminution de la pression de saturation à cette température $P_s(T_e)$. Donc, la masse adsorbée du méthanol $m(T_a, P_s(T_e))$ diminue, impliquant une diminution de la masse cyclée Δm . D'autre cette diminution de la masse cyclée joue un rôle négatif sur la quantité de froid produite par l'évaporateur Q_f et le coefficient de performance COP_{th} .

4 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons réalisé un code de calcul avec l'aide d'un modèle mathématique de Dubinin-Astakhov, afin de calculer les performances du prototype de réfrigérateur solaire à adsorption. Le code de calcul a été exploité pour une étude paramétrique. Cette étude est centrée sur l'influence des paramètres tels que le matériau de construction, la partie métallique de l'adsorbent et les températures de fonctionnement (T_a , T_c , T_e) sur le Coefficient de performance thermodynamique COP_{th} .

Se qu'il a été constaté que pour avoir un COP_{th} plus élevé il faut la disponibilité d'une certaine circonstance. Parmi ces circonstances c'est de bien choisir le matériau de construction et de réduire le poids de la partie métallique de l'adsorbent.

Chapitre 5. Évaluation des performances de la machine frigorifique et étude paramétrique

D'autre par, il est difficile de fixer certaines conditions opérationnelles, telle que la température de condensation T_c . car elle dépend de plusieurs facteurs aléatoires liés au type du climat du site d'application du système. La même chose pour la température d'adsorption est souvent dirigée par la température ambiante. Elle dépend aussi à la construction de la machine frigorifique qui peut favoriser le refroidissement nocturne.

5 Bibliographie

- Bejan, A. and D. Kraus (2003) Heat transfer handbook, New York.
- Buchtera, F., P. Dinda and M. Ponsb (2003) An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso. *International Journal of Refrigeration* 26:79–86.
- Cherrad, N., A. Benchabane, L. Sedira and A. Rouag (2017) Effect of heating time of adsorber-collector on the performance of a solar adsorption refrigerator. *International Journal of Mechanical and Materials Engineering* 12(7):1-9.
- Cherrad, N., A. Benchabane, L. Sedira and A. Rouag (2018) Transient numerical model for predicting operating temperatures of solar adsorption refrigeration cycle. *Applied Thermal Engineering* 130(5):1163-1174.
- Diny, M. (1996) Etude du fonctionnement d'une machine frigorifique à adsorption modelisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine. Thèse de Doctorat d'état. Université Henri Poincaré. Nancy 1
- Djebiret, M. A., B. Abbad, A. Benchabane, M. Ouali, F. Yahy, M. Berdja and A. Rouag (2018) Experimental study of solar adsorption refrigeration device. *Journal of applied engineering science & technology* 4(2):135-142.
- Djebiret, M. A., M. Ouali, M. Mokrane, N. Hatraf and N. Kasbadji Merzouk (2015) Etude Paramétrique d'un Cycle a simple effet d'une Machine Frigorifique d'Adsorption. *International Journal of Scientific Research & Engineering Technology (IJSET)* 4(2):1-4.
- Leite, A. P. F. and M. Daguene (2000) Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration. *Energy Conversion & Management* 41:1625-1647.
- Meunier, F. (1998) Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pumping applications. *Applied Thermal Engineering* 18:715-729.
- Passos, E., F. Meunier and J. C. Gianola (1986) Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon. *Heat Recovery Systems* 6:259-264.
- Pons, M. and P. Grenier (1986) A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the activated carbon+methanol pair. *Pergamon Journals* 24:615-625.
- Sumathy, K. and L. Zhongfu (1999) Experiments with solar-powered adsorption ice-maker. *Renewable Energy* 16:704-707.
- Yahi, F., B. Abbad, M. Berdja, M. Ouali and F. Bouzzefour (2013) Experimental evaluation of solar adsorption machine with intermittent cycle. *International Workshop on New Working Fluids for Absorption Heat Pumps and Refrigeration Systems Tarragona, Spain.*

CONCLUSION GENERALE

Ce travail de thèse présente une étude expérimentale et numérique sur un prototype de réfrigérateur solaire à adsorption. Le prototype a été réalisé préalablement par l'équipe du froid et climatisation par énergie électrique d'origine renouvelable FCEEOR au sein de l'unité de développement des équipements solaires UDES de Bou-Ismaïl. Le prototype, testé préalablement, a montré un fonctionnement très limité par rapport à la continuité de la production du froid qui n'a pas dépassé quelques cycles (deux ou plus). Ce travail présente une contribution à l'étude des échangeurs de chaleur utilisés dans les réfrigérateurs solaires à adsorption, et a comme objectifs :

- Dresser l'état de l'art des systèmes de production du froid solaire, notamment par adsorption (climatisation et réfrigération), en mettant en évidence l'aspect technico-économique des différents systèmes par une comparaison entre les performances et les coûts d'investissement des différents systèmes.
- Réaliser une étude expérimentale et numérique pour l'amélioration de la conception et de la réalisation du générateur tubulaire du prototype.
- Évaluer les performances du prototype en développant un code Matlab et en se basant sur les résultats expérimentaux obtenus dans le cadre de la présente thèse en utilisant une source artificielle de type lampe halogène.
- Réaliser une étude paramétrique numérique pour évaluer l'influence de quelques paramètres sur le fonctionnement du système.

Dans la première partie de ce manuscrit, des systèmes frigorifiques solaires disponibles dans la littérature ont été étudiés. Il a été établi que les technologies utilisant le phénomène d'adsorption semblent être les meilleurs notamment de point de vue économique et de réalisation. Les systèmes par adsorption solaire ont été sélectionnés après une comparaison avec les systèmes d'absorption. Les avantages de la technique d'adsorption sont comme suit : i) la simplicité de conception, de réalisation et de fonctionnement, ii) la machine demande moins de maintenance puisque elle ne se présente pas avec des parties mobiles, iii) possibilité de travailler avec des capteurs fabriqués localement puisque la machine travaille à des basses températures de fonctionnement, iv) le besoin d'auxiliaire source d'énergie pour le système d'adsorption est négligeable. Cette première conclusion nous a encouragés à consacrer une partie bibliographique exclusivement sur l'état de l'art des systèmes de réfrigération solaire fonctionnant par adsorption.

Conclusion générale

Une partie de cette thèse a été consacrée à l'étude expérimentale et numérique d'un prototype de réfrigérateur solaire à adsorption. Le prototype, testé auparavant, a montré un fonctionnement très limité ne dépassant pas quelques cycles (un, deux ou trois cycles). Ainsi, une étude expérimentale et numérique a été réalisée pour l'amélioration de la conception et de la réalisation d'un générateur tubulaire de ce prototype. Il n'a été conclu que le transfert thermique par la présence d'une convection forcée, conduit à une répartition homogène de la température dans le générateur tubulaire en comparaison avec la convection naturelle. Dans le cas de la convection forcée, une baisse de température de **10°C** au niveau des tubes adsorbants est constatée, moins de 10% par rapport à la convection naturelle. Cette baisse de température est souhaitée notamment pour que la température du générateur tubulaire ne dépasse pas les 130 °C. Dans ce cas, le méthanol se décompose et le processus d'adsorption sera bloqué. Pour une meilleure visualisation de la répartition de la température dans le générateur tubulaire, une étude par approche CFD est conduite après sa validation en utilisant les résultats obtenus expérimentalement.

Pour mieux comprendre le fonctionnement de prototype de réfrigération solaire à adsorption, une étude numérique paramétrique a été réalisée par un code de calcul Matlab. Ce code a été validé avec des résultats expérimentaux obtenus de la littérature. Il a été conclu que COP_{th} dépend du matériau de construction du générateur tubulaire. Ainsi, plus la masse de la partie métallique $m_{m\acute{e}tal}$ est élevée plus le COP_{th} diminue. A la fin, il est difficile de fixer certaines conditions opérationnelles, telle que la température de condensation T_c , qui dépendent de plusieurs facteurs aléatoires liés au type du climat du site d'application du système. Le même cas pour la température d'adsorption T_a , souvent dirigée par la température ambiante, qui dépend aussi de la conception de la machine frigorifique, notamment du générateur afin de favoriser le refroidissement nocturne.

Comme perspectives, il est recommandé l'amélioration de la conception géométrique du condenseur et du générateur. Cette tâche peut être programmée à court terme par le lancement d'une collaboration officielle entre les deux équipes de l'université de Biskra et de l'UNEDS de Bous Ismail. Ceci facilitera les travaux d'une autre thèse de doctorat actuellement en cours à l'Université de Biskra. Cette dernière a comme objectif la réalisation d'un prototype expérimental de production de froid solaire à adsorption en se basant sur l'expérience acquise durant la présente thèse et les travaux des docteurs Amar Rouag et Noureddine Cherrad soutenus également à l'Université de Biskra.