

République Algérienne Démocratique et Populaire



Ministère de l'enseignement Supérieur

et de la Recherche Scientifique

Université Kasdi Merbah Ouargla

N° d'ordre.....

Série.....

Faculté des Mathématiques et des Sciences de la Matière
Département de Physique

Thèse de Doctorat En Physique Énergétique

Présentée par:

HADJ AMMAR Mohammed Ali

Sujet de la thèse

**Étude et dimensionnement d'un
réfrigérateur solaire à adsorption dans la
région saharienne d'Algérie**

Soutenu publiquement le: 06/02/2020

Devant le jury composé de:

M. M ^{ed} Tayeb MEFTAH	Prof. U.K.M. Ouargla	Président
M. Yacine MARIF	MCA. U.K.M. Ouargla	Examineur
M. Hocine MAHCENE	Prof. U.K.M. Ouargla	Examineur
M. Abdelmalk ATIA	MCA. U.H.L. EL-OUED	Examineur
M. Abdelhafid MOUMMI	Prof. U.M.Kh. Biskra	Examineur
M. Boubaker BENHAOUA	Prof. U.H.L. EL-OUED	Promoteur

Année universitaire 2019/2020

Dédicaces

A la lumière de ma vie, mes très chers parents.

À ma chère femme et mes chers enfants,

ils restent le diamant de mon cœur,

tout le long de ma vie.

À mes chers sœurs et frères et leurs

familles.

À tous mes amis.

Je dédie ce travail

Remerciements

Avant tout, je remercie Dieu pour m'avoir donné le courage et la patience de mener ce modeste travail.

J'adresse mes remerciements à mon encadreur le Professeur **BEN HAOUA Boubaker** pour sa direction de cette thèse, ainsi que pour ses conseils précieux.

Je remercie Monsieur le Professeur **M^{ed} Tayeb MEFTAH**, pour m'avoir fait l'honneur de présider ce jury de thèse.

Je tiens à adresser mes plus sincères reconnaissances aux membres du jury, A mes chers et fidèles amis et à tous ceux qui me connaissent

Dédicaces	i
Remerciements	ii
Sommaire.....	iii
Listes des Figures	vi
Liste des Tableaux.....	v
Nomenclature	ix
Résumé.....	xii
Introduction générale.....	1

Chapitre I: Étude Bibliographique des procédés de production de froid

I.1. Introduction	5
I.2. Généralités sur les modes de production de froid et applications.....	5
I.3. Procédés de production de froid.....	6
I.3.1. Machine frigorifique à compression mécanique.....	6
I.3.1.1. Machine à changement de phase	6
I.3.1.2. Machine frigorifique à gaz	7
I.3.2. Machine frigorifique à absorption.....	9
I.3.2.1. Système à absorption humide.....	10
I.3.2.2. Système à absorption sèche.....	12
I.3.3. Machine frigorifique à adsorption.....	12
I.3.3.1. Description d'une machine frigorifique à adsorption	13
I.3.3.2. Principe de fonctionnement.....	13
I.3.3.3. Cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption.....	14
I.4. L'état de l'art de la production de froid par énergie solaire.....	16
I.4.1. Cas d'une machines frigorifique basées sur l'emploi de l'électricité	16
I.4.1.1. Les systèmes à compression.....	17
I.4.1.2. Les systèmes à effet Peltier	18
I.4.2. Cas d'une machine frigorifique basée sur un processus thermomécanique.....	19
I.4.2.1. Le cycle Rankine	20
I.4.2.2. Le cycle à jet de vapeur.....	21
I.4.3. Cas d'une machine frigorifique basée sur un processus à absorption.....	21
I.4.3.1. Le cycle frigorifique à absorption simple effet	22
I.4.3.2. Le cycle frigorifique à absorption demi effet.....	23
I.4.3.3. Le cycle frigorifique à absorption double effet	23
I.4.3.4. Le cycle frigorifique à absorption triple effet	24
I.4.4. Cas d'une machine frigorifique basée sur un processus d'adsorption.....	24
I.4.4.1. Le couple zéolite-eau	26
I.4.4.2. Le couple gel de silice-eau	27
I.4.4.3. Le couple charbon actif-ammoniac	28
I.4.4.4. Le couple charbon actif-méthanol.....	31
I.5. Conclusion partielle	37

Chapitre II: Théorie descriptives des phénomènes d'adsorption

II.1. Rappel sur la théorie de phénomène d'adsorption	38
II.1.1. Introduction.....	38
II.1.2. Définitions du phénomène d'adsorption	38
II.1.2.1. Adsorption chimique	38
II.1.2.2. Adsorption physique	38
II.1.3. Isothermes d'adsorption et classifications	39

II.1.3.1. Le modèle de Langmuir	40
II.1.3.2. Le modèle de Brunauer, Emmet et Teller (<i>B,E,T</i>).....	41
II.1.3.3. Modèle thermodynamique.....	42
II.1.4. Chaleur isostérique d'adsorption	44
II.1.4.1. Chaleur isostérique d'adsorption selon le modèle de Dnbinin-Astakhov (D-A).....	45
II.1.5. Choix du couple (adsorbant-adsorbat)	46
II.1.5.1. Caractéristique et choix de l'adsorbant	47
II.1.5.2. Caractéristique et choix de réfrigérant	48
II.2. Conclusion partielle	49

Chapitre III : *Étude de rayonnement solaire*

III.1. Introduction	50
III.2. Le soleil.....	50
III.3. Le mouvement de la terre autour du soleil.....	50
III.4. Données astronomiques	50
III.4.1. Les coordonnées géographiques	50
III.4.1.1. Latitude du lieu (Φ).....	50
III.4.1.2. Longitude (L)	50
III.4.1.3. L'altitude (Z).....	51
III.4.2. Les coordonnées horaires.....	51
III.4.2.1. La déclinaison(δ).....	51
III.4.2.2. L'angle horaire (ω).....	51
III.4.3. Les coordonnées horizontales	51
III.4.3.1. Hauteur angulaire du soleil (h).....	51
III.4.3.2. L'azimut (ψ).....	51
III.5. Le rayonnement solaire	52
III.5.1. Estimation de rayonnement solaire instantané reçu par une surface inclinée...52	
III.6. Le gisement solaire en Algérie.....	55
III.6.1. Potentiel solaire dans la région saharienne d'Algérie.....	56
III.6.2. Spécification du site d'El-OUED.....	57
III.7. Description d'algorithme de calcul	57
III.8. Résultats obtenues	57
III.8.1. Validation des modèl.....	57
III.8.2. Effet d'angle d'inclinaison (<i>B</i>) sur le rayonnement solaire instantané.....	60
III.8. Conclusion partielle.....	60

Chapitre IV: *Modélisation d'une machine frigorifique solaire à adsorption*

IV.1. Introduction	62
IV.2. Présentation générale d'une machine frigorifique solaire à adsorption.....	62
IV.3. Principe de fonctionnement d'une machine.....	63
IV.4. Étude et analyse du cycle idéal d'une machine.....	66
IV.5. Modélisation thermodynamique.....	68
IV.5.1. Introduction.....	68
IV.5.2. Modélisation du transfert de chaleur et de masse à l'intérieur un capteur solaire/adsorbeur.....	68
IV.5.3. Caractéristiques sur les milieux poreux	69
IV.5.3.1 Définition d'un milieu poreux.....	69

IV.5.3.1.1 Modes de transfert de chaleur dans les milieux poreux.....	69
IV.5.3.1.2 Conductivité thermique d'un milieu poreux	70
IV.5.3.1.3 Transfert de masse dans un milieu poreux	71
IV.5.4. Transfert de chaleur et de mass entre problèmes et solutions.....	71
IV.5.5. Équilibre et cinétique d'adsorption	74
IV.5.6. Modélisation mathématique du cycle idéal d'une machine.....	75
IV.5.7. Définition des coefficients des performances d'une machine.....	79
IV.5.8. Avantages économiques et l'environnement de l'utilisation de la machine.....	80

Chapitre V: *Interprétation et discussion des résultats*

V.1. Introduction.....	93
V.2. Validation des résultats obtenus.....	93
V.3. Résultats simulés.....	93
V.3.1 Performances de la machine	95
V.3.2 Les bénéfices de la machine	95
V.3.3 Influences des différents paramètres sur les performances de la machine et amélioration.....	97
V.3.3.1. Influences de la température de régénération.....	99
V.3.3.2. Influences de l'adsorbant (Charbon Actif).....	97
V.3.3.3. Influence du matériau de construction des tubes d'adsorbeur.....	101
V.3.3.4. Influence des températures de fonctionnement.....	104
V.3.3.4.1 Influence de la température d'adsorption.....	104
V.3.3.4.2 Influence de la température de condensation	105
V.3.3.4.3 Influence de la température d'évaporation.....	107
V.3.3.4.4 Influence de la température initiale d'eau	108
V.4. Conclusion partielle	110
Conclusion générale	113
Références Bibliographique	117
Annexe	130

Liste des Figures

Chapitre I: *Étude Bibliographique des procédés de production de froid*

Figure (I-1) : Schéma d'une machine frigorifique à compression	7
Figure (I-2) : Cycle d'une machine à compression de vapeur sur le diagramme (T, S)	7
Figure (I-3) : Schéma d'une machine frigorifique à gaz	8
Figure (I-4) : Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T, S)	8
Figure (I-5) : Cycle de fonctionnement dans le diagramme de Oldham $(\ln P, -1/T)$	10
Figure (I-6) : Schéma d'une machine frigorifique à absorption humide.....	11
Figure (I-7) : Machine frigorifique à adsorption	13
Figure (I-8) : Exemple d'isostère dans le diagramme de Clapeyron.....	15
Figure (I-9) : Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique de base dans un diagramme de Clapeyron	15
Figure (I-10): Différentes technologies de production du froid à partir de l'énergie solaire...	16
Figure (I-11): Schéma d'un système PV autonome	17
Figure (I-12) : Schéma d'un système de réfrigération solaire thermique	19
Figure (I-13) : Schéma d'un système de réfrigération solaire de Rankine	20
le cycle séparé, (b) le cycle intégré	20
Figure (I.14) : Schéma du jet de vapeur de système de réfrigération solaire	21
Figure (I-15): Schéma d'une machine réfrigération solaire à absorption	22
Figure (I-16): Schéma de cycle frigorifique à absorption simple effet	22
Figure (I-17): Schéma de cycle frigorifique à absorption double effet.....	23
Figure (I-18): Schéma d'une machine frigorifique solaire à adsorption	25
Figure (I-19): Photo de l'entrepôt frigorifique solaire à adsorption.....	26
Figure (I.20) : Schéma du réfrigérateur solaire à adsorption	29
Figure (I-21) : Schéma du jet de vapeur de système de réfrigération solaire.....	30
Figure (I-22): Photo d'un système à adsorption couplé avec CCP	30
Figure (I-23): Photo du réfrigérateur solaire à adsorption	31
Figure (I-24) : Schéma de la machine hybride solaire à adsorption.....	32
Figure (I-25) : Photo de la machine solaire à adsorption sans vannes	32
Figure (I-26) : Photo de la machine solaire à adsorption	33
Figure (I-27) :(a) Vue générale du prototype (b) Réacteur multitubulaire (c) Réflecteurs semi-cylindrique.....	33
Figure (I-28) : Photo de la machine à adsorption	34
Figure (I-29): Photo de la machine solaire à adsorption	34
Figure (I-30): Schéma de la machine frigorifique solaire à adsorption	36
Figure (I-31) : Schéma de tube d'ailette et collecteur de la machine.....	36
Figure (I-32): Schéma du capteur plan d'ailette rectangulaire.....	36

Chapitre II: *Théorie descriptives des phénomènes d'adsorption*

Figure (II-1) : Phénomène d'adsorption	39
Figure (II-2) : Les différents types d'isothermes d'adsorption	40
Figure(II.3) : Modèle d'adsorption en monocouche	41
Figure (II-4) : Modèle d'adsorption en multicouches	42
Figure (II-5) : Phénomène d'adsorption selon le modèle de POLANYI	43
Figure (II-6) : Détermination de la chaleur isostérique d'adsorption.....	45

Chapitre III : Étude de rayonnement solaire

Figure (III-1): Deux système des cordonnées sphérique.....	52
Figure (III-2): Composantes du rayonnement solaire globale sur une surface inclinée.....	53
Figure (III-3): Carte du monde de l'enseillent moyen annuel.....	56
Figure (III-4) : Photo de la station.....	58
Figure (III-5) : Comparaison entre le résultat mesurées et simulée pendant une journée dans la région d'El-OUED.....	59
Figure (III-6) : Validation de la température ambiante.....	59
Rayonnement global mensuelle sur une surface horizontal d'El-OUED.....	
Figure (III-7) :Évolution de rayonnement solaire calculé avec deux angles d'inclinaisons... 60	60
Figure (III-8) : Évolution de rayonnement solaire mesuré avec deux angles d'inclinaisons... 61	61
Figure (III-9) : Rayonnement global acquise journalier par deux inclinaisons.....	63

Chapitre IV: Modélisation d'une machine frigorifique solaire à adsorption

Figure (IV-1): Description de la machine solaire à adsorption.....	62
Figure (IV-2) :Phase échauffement et désorption	64
Figure (IV-3): Phase de refroidissement et adsorption	65
Figure (IV-4) :Schéma d'une machine solaire à adsorption	67
Figure (IV-5) : Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique de base dans un diagramme de Clapeyron	67
Figure (IV-6): Organigramme développé pour le calcul numérique	71

Chapitre V: Interprétation et discussion des résultats

Figure (V-1): Répartition des différentes chaleurs contribuant à l'adsorbteur.....	95
Figure (V-2): Combustibles fossiles et les émissions de CO ₂ sauvé par jour.....	95
Figure (V-3): Variation du COP _{Th} en fonction de Tg	96
Figure (V-4): Variation de la quantité de froid Q _{ev} et la chaleur absorbée à l'adsorbteur Q _{in} en fonction de la Tg	98
Figure (V-5) :Variation du COP _{Th} en fonction de Tg avec les différents types de charbon actif	99
Figure (V-6) : Variation du Q _{ev} en fonction de Tg avec les différents types de charbon actif	100
Figure (V-7): Variation du Q _{in} en fonction de Tg avec les différents types de charbon actif	100
Figure (V-8): Influences du matériau de construction de l'adsorbteur sur le COP _{Th}	101
Évolution de la performance de la machine en fonction du diamètre du tube	
Figure (V-9): Influences du matériau de construction de l'adsorbteur sur le Q _{add}	102
Figure (V-10): Répartition de différentes chaleurs absorbées par l'adsorbteur en fonction de son matériau de construction.....	103
Figure (V-11): Influences de la température d'adsorption sur la performance de la machine	
Figure (V-12): Influences de la température d'adsorption sur Q _{ev} et m _{glace}	105
Figure (V-13): Influences de la température de condensation sur la performance de la machine	
Figure (V-14): Influences de la température de condensation sur Q _{ev} et m _{glace}	Erreur !
Signet non défini.	
Figure (V-15): Influences de la température d'évaporation sur la performance de la machine	
Figure (V-16): Influences de la température d'évaporation sur Q _{ev} et m _{glace}	109
Figure (V-17): Influences de la température initial d'eau sur la quantité de glace produite on fonction de la variation de température d'évaporation.....	110

Liste des tableaux par chapitre

Chapitre I: *Étude Bibliographique des procédés de production de froid*

Tableau (I-1): Couple utilisés pour le système à absorption.....	10
Tableau (I-2): Performance des cycles d'absorption.....	24

Chapitre II: *Théorie descriptives des phénomènes d'adsorption*

Tableau (II-1): Exemples d'équations d'équilibre et des chaleurs d'adsorption.....	46
Tableau (II-2): Principales caractéristiques physiques des adsorbants.....	47
Tableau (II-3): Propriétés thermodynamiques de l'eau, méthanol et l'ammoniac.....	48

Chapitre III : *Étude de rayonnement solaire*

Tableau (III-1): valeur de A et B.....	56
Tableau (III-2): Ensoleillement reçu en Algérie par régions climatiques.....	56
Tableau (III-3) : Spécifications du site d'El OUED	57

Chapitre IV: *Modélisation d'une machine frigorifique solaire à adsorption*

Tableau (IV-1): Comparaison entre une machine à adsorbant non consolidé et une machine à adsorbant consolidé.....	73
Tableau (IV-2): GWP et classes de sécurité selon la référence.....	80

Chapitre V: *Interprétation et discussion des résultats*

Tableau (V-1) : Comparaison entre les résultats obtenues avec les résultats par simulation et expérimentale.....	93
Tableau (V-2) : Paramètre utilisés dans la simulation.....	94
Tableau (V-3): Propriétés thermo-physiques utilisés dans la simulation.....	94
Tableau (V-4) : Propriétés des Charbons actifs	99
Tableau (V-5): Influence des différents types de AC sur la performance de la machine...	101

Nomenclature

<i>Symboles</i>	<i>Description</i>	<i>Unité</i>
P	Pression	kPa
T	Température	°C
x	Masse adsorbée	kg/kg
V	Volume	m ³
A_i	Potentiel d'adsorption de Polanyi	kJ/mol
W_i	Volume adsorbé	L/kg
w_0	Volume maximal adsorbable	m ³ /kg
R	Constante de gaz	J/kg k
D, n	Paramètres caractéristiques du couple d'adsorbant/adsorbé	-
ΔG	Énergie libre de GIBBS	J/mol
ΔS	Entropie	J/mol.K
Δx	Masse cyclée	kg/kg
ℓ	Coefficient d'affinité	-
A	Surface	m ²
t	Temps	s
t_s	Temps solaire vrai	s
G_{SC}	Constante solaire	W/m ²
I	Rayonnement solaire	W/m ²
B	Angle d'inclinaison	Dégre
Q	Quantité	kJ/kg
Q_{ev}	Quantité de froid produite à l'évaporateur	MJ/m ²
Q_t	Quantité d'énergie totale incidente	MJ
Q_{in}	Quantité de chaleur absorbée par l'adsorbé	kJ/kg
$Q_{dés}$	Chaleur de désorption	
Q_{utile}	Energie totale utile	MJ
Q_{rej}	Energie totale rejeté	MJ
COP_{Th}	Coefficient de performance thermique	-
m_{glace}	La quantité totale de glace produite	kg/cycle
C_p	Chaleur spécifique	J/kg k
ΔH	Chaleur isostérique d'adsorption	kJ/kg
L	Chaleur latente	kJ/kg
P_{env}	Coût de pénalité	€

Nomenclature

<i>Symboles grecs</i>	<i>Description</i>	
ρ	Densité	kg/m ³
δ	Déclinaison solaire	
Φ	Latitude	Degré
ω	Angle horaire du soleil	Degré
ω_s	Angle horaire de coucher du soleil	Degré
B	Angle d'inclinaison	Dégre
τ_{sol}	Albédo du sol	-
ψ	Angle de zénith	Dégre
θ	Angle d'incidence	Dégre

<i>Indices</i>	<i>Description</i>	<i>Unité</i>
<i>amb</i>	Ambiant	-
<i>dir</i>	Direct	-
<i>dif</i>	Diffus	-
<i>réf</i>	Réfléchi	-
<i>i</i>	isolant/initial	-
<i>s</i>	Saturation/solaire	-
<i>g</i>	Global	-
<i>pm</i>	parois métalliques	-
<i>h</i>	Horizontal	-
<i>sat</i>	Saturation	-
<i>e</i>	Extérieur	-
<i>ad</i>	Adsorption	-
<i>g</i>	Régénération	-
<i>max</i>	Maximum	-
<i>min</i>	Minum	-
<i>Con</i>	Condensation	-
<i>ev</i>	Évaporation	-
<i>AC</i>	charbon actif	-
<i>dés</i>	Désorption	-
<i>l</i>	liquide	-
<i>T</i>	totale	-
<i>c</i>	ciel ou capteur	-
<i>I</i>	Incliné	-
<i>m</i>	moyenne/méthanol	-
<i>eau</i>	Eau	-

Nomenclature

<i>Abbreviations</i>	<i>Description</i>	<i>Unité</i>
AC/M	Charbon actif/Méthanol	-
COP_{th}	Coefficient de performance thermique	-
PV	Photovoltaïques	-
D-A	Dubinin-Astakhov	-
top	Tonne d'équivalent pétrole	-
PSR	Puissance spécifique de réfrigération	-
CCP	Capteur cylindre-parabolique	-
C_s	Coucher du soleil	-
L_s	Lever du soleil	-
CA	Courant alternatif	-
CD	Courant direct	-
R	Rayonnement	-

Résumé

L'objectif principal de ce travail était d'étudier la performance d'une machine frigorifique solaire à adsorption utilisant les quatre types de charbon actif et le méthanol comme réfrigérant. Pour ce faire, nous avons développé un code de calcul permettant de prédire les caractéristiques climatiques de la région d'EL-OUED, Algérie. Ensuite, une étude et analyse du fonctionnement de la machine basé sur la thermodynamique classique des bilans thermique des quatre phases du cycle. Donc, nous avons développé un deuxième code de calcul écrit en FORTRAN. Ce code de simulation a été validé par des données théorique un autre modèle, où des excellents accords ont été observés.

Les résultats obtenu de cette thèse montrent que:

- Le rayonnement solaire instantané reçu est bien maximale en utilisant la valeur d'angle optimale du capteur/adsorbeur.
- Le *COP* thermique de 0.618 avec la quantité de froid produite, Q_{ev} , de 5398.60 kJ et la quantité de chaleur absorbée par l'adsorbeur, Q_{in} , 8724.36 kJ. Ainsi, la production total de glace (m_{glace}) quotidienne 11.16 kg à -3°C , ceci correspond à 21 kg de charbon actif (AC-35) à l'intérieur capteur/adsorbeur. Cela signifie que, 1kg de AC-35 à l'intérieur de l'adsorbeur produit une masse de glace quotidienne de 0.531kg à une température -3°C .
- L'application de la machine dans la région d'El OUED peut amener à économie d'énergie électrique par jour d'environ 2.1kWh ou $1806 \cdot 10^{-7}$ tep de combustible fossile. Ce qui correspond à $1365 \cdot 10^{-3}$ kg d'émission de CO_2 empêché d'être libéré dans l'atmosphère en évitant une pénalité de taxe de $93 \cdot 10^{-3}$ € en utilisant cette machine.
- Le type le plus convenable de charbon actif utilisée comme adsorbant est basée sur le charbon en pierre (CarboTech C40/1) par rapport à d'autres types de charbon actif (AC-35, G32-H et NORIT RX3- Extra) associé avec du méthanol comme réfrigérant dans la machine.
- L'augmentation de la température d'évaporation entraîne une augmentation des performances de la machine. Par contre, les températures de condensation et d'adsorption (ambiante) conduisent à une diminution de la performance de la machine. Alors que, la quantité de glace produite peut être améliorée lorsque la température initiale de l'eau est diminuée.

Mots clés: Énergie solaire, Adsorption, Réfrigération, Charbon actif/méthanol, *COP* thermique

Abstract

This work presents the operating and performance of an adsorption refrigeration system driven by a solar collector. The system operates with activated carbon (AC) as adsorbent and methanol as refrigerant, and Dubinin-Astakhov (D-A) equation was used to describe this phenomena. So, the first of estimation of the solar radiation in EL-Oued region is very important for operation of the machine.

The aim of this work is firstly to find, according to operating conditions, the suitable working pair for this system from an efficiency point of view. For this a comparative study, concerning four AC as adsorbent and methanol as refrigerant. Secondly this study aims to investigate the operative temperature influence on the system Performance. Based on this study the main conclusions found out are:

- The solar radiation received is very high by using the optimum angle value of the collector/bed.
- The cycle COP of 0.618 with a total cooling production Q_{ev} , of 5398.60 kJ and a total heat input to the system Q_{in} of 8724.36 kJ. This corresponds to a total daily ice production of 11.16 kg at $-3^{\circ}C$.
- Use of this machine, in the region, can save amount electrical energy about 2.1kWh or $1806 \cdot 10^{-7}$ toe of fossil fuel. This corresponds to $1365 \cdot 10^{-3}$ kg of CO_2 emission prevented from being released into the atmosphere with avoided a penalty tax of 9310^{-3} € using this machine.
- The most suitable type of AC used as adsorbent was the based on stone coal compared to other types of AC (AC-35, G32-H and NORIT RX3- Extra) associated with methanol as the adsorbate for the machine.
- The better performance of the system can be obtained for low ambient and condensation temperature. Whereas, the optimum value of the system performance is obtained for the high evaporation temperature. Besides, the amount of produced ice can be improved when the initial water temperature is low.

Key words: Solar energy, Adsorption, Refrigeration, Activated carbon/methanol, thermal COP .

ملخص:

الهدف الرئيسي لهذا العمل هو دراسة وتقييم أداء آلة تبريد شمسية بالامتزاز تعمل على أساس فحم المنشط كماز وميثانول كمتز. يعتمد نظام التبريد الشمسي قيد البحث على تقنية امتزاز الميثانول على الكربون المنشط لتحويل الطاقة الشمسية إلى تبريد، لهذا قمنا أولاً بتطوير برنامج حسابي يسمح لنا بالتنبؤ بالإشعاع الشمسي في كل لحظة في اليوم حسب منطقة الوادي، الجزائر.

بعد ذلك تم التطرق إلى دراسة مفصلة لعملية تشغيل الآلة عن طريق التحليل الترموديناميكي الكلاسيكي للموازنات الحرارية المعتمدة في الأطوار الأربعة للدورة، حيث تعتبر معادلة دوينا-استراكوف كمعادلة حالة للتوازن الترموديناميكي. من أجل تعيين الأداء الأمثل للآلة، باشرنا في محاكاة عددية ثنائية مكتوب بلغة الفوراترون. حيث تم التأكد من صحة نتائج المحاكاة عن طريق النتائج نظرية (بالمحاكاة)، هذا ما يسمح لنا بدراسة تأثير بعض المعالم المهمة على تشغيل الآلة. النتائج المتحصل عليها في هذه الأطروحة تظهر ما يلي:

- للحصول على قيمة عظمى للإشعاع يجب وضع اللاقط المغذى للآلة بزاوية ميل مثلى.
- معامل الأداء الحراري يصل إلى 0.618 مع كمية التبريد المنتجة $Q_{ev} = 5398.60 \text{ kJ}$ وكمية الحرارة الممتصة Q_{in} من طرف اللاقط تصل إلى 8724.36 kJ . كذلك الانتاج اليومي من الثلج يكون حوالي 11.16 كغ عند درجة التبخر -3 درجة مئوية.
- تطبيق الآلة في منطقة الواد يمكن أن يؤدي إلى تحقيق وفرة في الكهرباء أي 2.1 كيلوواط يومياً و حوالي $1806 \cdot 10^7 \text{ top}$ من الوقود الأحفوري. وهذا يتوافق مع 1.365 كيلوغرام من غاز ثاني أوكسيد الكربون المنبعثة في الجو مع تجنب فرض غرامة قدرها $€ 0.093$ باستخدام هذه الآلة.
- الكربون المنشط الأكثر ملائمة للآلة يعتمد على الفحم الحجري من النوع (CarboTech C40/1) مع الميثانول كمبرد.
- الزيادة في درجة حرارة التبخير يؤدي إلى الزيادة في أداء الآلة، بالمقابل الزيادة في درجة حرارة التكثيف والمحيطه يؤدي إلى إنقاص أداء الآلة. في حين أن: كمية الجليد المنتجة تتحسن بنقصان درجة حرارة الماء الابتدائية.

الكلمات الدالة : الطاقة الشمسية، امتزاز، التبريد، فحم منشط/ ميثانول، معامل الاداء الحراري.

Introduction générale

La consommation et la demande de l'énergie électriques ont augmenté dans les dernières années, spécialement dans la région saharienne d'Algérie notamment pour la production de froids tels que la réfrigération domestique et le conditionnement d'air. Environ 40-50% de toute l'électricité produite dans les régions saharienne d'Algérie en saison chaude est consommée par les différents types des systèmes de réfrigération [1]. Actuellement la demande énergétique en Algérie est assurée par les grands gisements pétroliers. Les problèmes engendrés par l'utilisation des énergies fossiles sont bien connus: pollution d'air, émissions de CO₂ contribuant à l'effet de serre et production d'aérosols. Ces problèmes environnementaux ont donné un regain d'intérêt à une autre source d'énergies dites renouvelables comme l'énergie solaire, éolienne et géothermique soit plus rentables ou plus pratiques à mettre en œuvre. Ces énergies renouvelables ont connu une première phase de développement à l'occasion des chocs pétroliers de 1973 et 1978, puis une période de repli après le contre-choc de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 à la suite de la signature du protocole de Kyoto, prévoyant une baisse de 5.2 % des émissions de gaz à effet de serre [2].

La machine frigorifique à adsorption utilise l'énergie solaire comme source chaude et représente la bonne solution de production de froid, parce que tous les fluides frigorigènes utilisés dans cette machine sont bénins pour l'environnement que ce soit l'ammoniac, l'eau et méthanoletc. En plus, les applications de ce type de machine donnent les avantages suivants:

- ❖ La bonne alternative dans les zones reculées où le réseau d'électricité est absent [3];
- ❖ Répondre aux besoins des personnes vivant dans ces zones : fabrication de la glace pour la conservation des aliments et le stockage du vaccin [4];
- ❖ Ne pas exiger des lubrifiants synthétiques tels que les esters de polyols [5];
- ❖ Le non cherté de cette machine par rapport aux systèmes à compression de vapeur traditionnelle ;
- ❖ Simplicité de la machine : peut-être actionné sans pièces mobiles [6].

La machine frigorifique solaire à adsorption comme la machine frigorifique à compression, sauf que le compresseur d'alimentation est remplacé par un adsorbeur (lit d'adsorbant) intégré au capteur solaire, pour générer la désorption de vapeur de réfrigérant pendant le temps ensoleillé, et transférer cette vapeur vers le condenseur et l'évaporateur pour produire de la

glace durant la nuit [7]. Il est évident que cette machine est basée sur le phénomène d'adsorption et dépendant de façon critique du couple (adsorbant-réfrigérant) choisi.

Jusqu'à présent, de nombreuses études se sont penchées sur la performance de la machine solaire à adsorption en utilisant les différents couples (adsorbant-réfrigérant). Lemmini et Erroungani [8,9] ont étudié expérimentalement la performance de la machine à adsorption utilisant l'énergie solaire et le couple charbon actif/méthanol (AC/M) pour la production de glace, en plus Zhao et al. [10], Xu Ji et al. [11] ont réalisé expérimentalement cette machine, en choisissant le couple (AC/M). Alors que le couple (AC/ammoniac) a été choisi par Critoph [12] pour la production de la glace, en outre du couple AC/ammoniac, comme couple adsorbant-réfrigérant, El Fadar et al. [13] ont proposé un modèle mathématique pour le fonctionnement de la machine.

Le couple (Zéolithe-eau) a été choisi également par d'autres auteurs par exemple; Wei-Dong et al. [14] et Lu et al. [15] pour les applications du conditionnement d'air. Une étude de cas, sur le système frigorifique à adsorption, a également été développée en utilisant le couple (Silice gel-eau) par Amanul et al. [16] à Tokyo. Récemment, Habib et al [17] ont simulé les performances de la machine avec différents couples (Silice gel-eau, AC fiber/ethanol et AC/M). Cette simulation est basée sur les isothermes d'adsorption, la cinétique et la chaleur isostérique des données d'adsorption. La capacité de refroidissement optimale et *COP* des différentes couples variant avec le temps de cycle et la température de régénération sont calculés et comparés. En plus, Allouhi et al [18] ont proposé une comparaison détaillée sur 7 couples de travail destinées à la machine. Ils ont obtenu la fibre de AC/méthanol est le couple le plus efficace et qui peut être utilisé dans les différentes applications de refroidissement.

Critoph et Vogel [19] ont étudié la machine frigorifique à adsorption employant le couple (AC/M), et conclu que le charbon actif a donné plus grand coefficient de performance (*COP*) si le méthanol est utilisé comme réfrigérant. Le couple (AC/M) est plus approprié en comparaison avec la Zéolite-eau comme il a été observé par Meunier et al. [20]. Aussi selon la recherche faite par Anyanwu [21] où il a proposé le méthanol comme adsorbat favorisé par rapport aux autres réfrigérants due à leur grande capacité d'adsorption cyclique, basse chaleur d'adsorption, chaleur latente de vaporisation très élevée et basse température de désorption (température de régénération). En effet, l'obtention de basse de température désorption est plus importante pour le fonctionnement de cette couple (AC/M) dans la machine solaire à adsorption. Ceci est pour éviter le problème de décomposition du méthanol à plus de 120 °C, si en utilisant le cuivre comme tube d'adsorbeur [4].

Nous nous intéressons dans ce travail à l'étude et l'analyse d'une machine frigorifique solaire utilisant le couple (charbon actif/méthanol) dans la région d'EL-OUED (Algérie). Le développement de la technologie de ce type de machine peut être effectué par des études expérimentales d'une part et par la modélisation mathématique d'autre part. Parmi les travaux théoriques les plus intéressants sont décrits ci-dessous:

Jing et Exell [22] ont simulé les performances d'un réfrigérateur avec capteur tubulaire pour évaluer les influences des différents paramètres sur le système. Ils ont obtenu une valeur de COP solaire 0.080 pour 1.01 m^2 en utilisant le couple (AC/M). Hassan et al. [23] ont simulé la machine solaire avec 1 m^2 de surface de captation. Les résultats ont montré que la pression du système au cours des processus de désorption et d'adsorption est constante et la variation de la conductivité thermique du réacteur est très faible dans l'espace et le temps, tandis qu'un COP solaire maximum de 0.21 a été obtenu sous les conditions météorologiques au Canada. Aussi bien Hassan et al. [24] ont étudié une nouvelle machine qui a la possibilité de produire du froid continuellement (24 heures) de la journée. Généralement, où ils ont constaté que cette machine atteint un COP thermique de 0.60 avec la quantité de froid produite, Q_{ev} , de 9.137MJ et la quantité de chaleur absorbée par l'adsorbent, Q_{in} , 24.16MJ. Ainsi, la production total de glace quotidienne 20.16 kg à -3°C . En outre, l'effet des ailettes des tubes sur la performance de la machine solaire a été simulé par Louajari et al. [25] où dans leur étude ont montré que le diamètre optimal de l'adsorbent est égal à 60 mm donnant un COP solaire maximale de l'ordre de 0.075 respectivement. Ce qui correspond à un tube sans ailettes. Une étude ciblée sur la sensibilité du COP solaire par rapport à la configuration des paramètres géométriques du réacteur a été réalisée par Al Mers et al. [26]. À côté, Chekirou et al. [27] ont étudié théoriquement le transfert de chaleur et de masse dans un réacteur tubulaire couplé (AC-35/M). Ils ont montré que la performance solaire optimale était $COP=0.143$ pour 1 m^2 de surface de captation et un rayon d'adsorption interne de 54.55 mm avec 35.05 kg AC-35. Les résultats obtenus d'après Ref. [28] montrent que la performance de la machine en hiver est meilleure qu'en été dans les conditions climatiques de la ville de Dhahran. À titre quantitative, cette machine produit moins de 3kg/jour chaud et plus de 5kg de glace/ m^2 de capteur solaire avec un COP variant entre 0.077 et 0.17, respectivement. En plus de ça, les résultats optimaux de COP (entre 0.37-0.5) peuvent être obtenus pour $T_{Con}<35^\circ\text{C}$ et $T_{max}>90^\circ\text{C}$. Cependant, la quantité de glace produite pourrait être supérieure à 5 kg sur les 7 kg d'eau pour $T_{max}>105^\circ\text{C}$ et $T_{Con}<35^\circ\text{C}$, ou $T_{max}>97^\circ\text{C}$ pour $T_{Con}<30^\circ\text{C}$. Dans ce sens, Douss et al [29] ont étudié les influences de la température de fonctionnement sur le COP de la machine et la quantité de froid produite.

D'autres auteurs s'étaient intéressés par la validation expérimentale de la modélisation théorique de la machine dont on cite quelques travaux:

Li et Wang [30] ont étudié théoriquement le transfert de chaleur et de masse dans un lit d'adsorbant intégré dans le capteur de la machine à production de glace. Une validation expérimentale a été réalisée par les auteurs à l'aide de deux capteurs 1.5 m^2 , chaque capteur est chargé de 22kg AC et testé dans des conditions de Shanghai. Ils ont obtenu une valeur de 8kg de la quantité de glace avec une erreur relative dans les calculs 4 %. En outre, Qasem et El-Shaarawy [4] ont comparé les résultats de leur modèle théorique obtenue sous un climat Dhahran les 10-11 mai 2011 avec les résultats expérimentaux obtenus par Medini et al. [31] en Tunisie en utilisant un système à simple vitrage et de produit quotidienne de 4 kg de glace en été avec COP_s de 0.15. M. Li et al [32] ont réalisé cette machine ; les résultats expérimentaux montrent que cette machine peut produire 4-5kg de glace après avoir reçu 14 à 16 MJ d'énergie solaire sur une surface de captation de 0.75 m^2 .

Il convient de mentionner à partir des résultats donnés dans la littérature ci-dessus que les coefficients de performance (COP) et la production de glace quotidienne obtenus de la machine sont très faibles. Une telle faiblesse peut être causée par: les couples de travail pour fonctionner la machine, la faible conductivité thermique équivalente du lit granulaire [33] causé par les vides entre les granulés conduisent à une discontinuité dans le lit d'adsorbant et qui réduit considérablement la conductivité thermique effective du lit adsorbant [34]. En plus, la conception de système capteur/adsorbeur et le mode de cycle peut aussi être la cause. Cela conduit à un transfert de masse pauvre dans le capteur/adsorbeur, qui est au cœur de la machine solaire à adsorption et qui est encore besoin d'être plus amélioré.

Dans ce contexte, nous proposons, dans ce travail, une modélisation mathématique du cycle thermodynamique idéal d'une machine frigorifique solaire à adsorption en utilisant quatre types de charbon actif comme adsorbant et le méthanol comme réfrigérant. Pour cela, une étude comparative portant sur la quantité de froid produite (Q_{ev}), la quantité de chaleur absorbée (Q_{in}) par l'adsorbeur durant la phase (chauffage/désorption), l'énergie totale utile (Q_{utile}), la température de régénération à la fin de la phase de désorption-condensation (T_g), la production total de glace quotidienne (m_{glace}) et le COP thermique comme indicateurs. En plus de ça, l'autre objectif dans ce travail est investiguer les bénéfices de la machine tels que le profit économique et l'impact environnemental. Aussi l'étude de l'influence de la température de fonctionnement sur les critères des performances de la machine est prise en considération.

Pour ce faire, nous avons séparé notre étude en cinq chapitres et une conclusion générale:

- Le premier chapitre est consacré à l'état de l'art des modes de production de froid et à une revue bibliographique des installations utilisant l'énergie solaire.
- Le deuxième chapitre comprend un bref rappel des connaissances du phénomène d'adsorption en plus des définitions de quelques modèles principaux qui ont fait l'objet d'une étude ou analyse d'une machine à adsorption et le choix du couple (adsorbant/réfrigérant) le plus adéquat donnant la meilleure performance de la machine seront détaillées dans ce contexte. L'estimation des rayonnements solaires instantanés reçus par la surface du capteur/adsorbeur dans la région d'El OUED où se fait l'étude, basée sur un modèle mathématique, a fait l'objet du troisième chapitre.
- Dans le quatrième chapitre nous nous intéressons à la présentation de principe de fonctionnement d'une machine (l'état thermodynamique de capteur/adsorbeur) et à la modélisation mathématique du cycle thermodynamique idéal d'une machine utilisant le couple (AC/Méthanol).

Au cinquième chapitre on abordera l'interprétation et la discussion des résultats obtenus à partir de la résolution du modèle développé. Les résultats de simulation sont comparés aux résultats théoriques pour la validation de notre modèle. Ensuite une représentation des modes opératoires et les résultats de simulation de la machine utilisant le couple charbon actif/méthanol auront lieu dans ce chapitre. L'étude de l'effet des différents paramètres tels que la température de régénération, le type de charbon actif, les matériaux de construction des tubes d'adsorbeur et les conditions de fonctionnement sur les critères des performances de la machine sera prise en considération dans ce chapitre.

Enfin nous clôturons cette étude par une conclusion générale, suivie des perspectives et une annexe.

Chapitre I

Étude Bibliographique des Procédés de production de froid

Actuellement, il y avait plusieurs façons d'obtenir du froid.

Le choix d'un système particulier passe par l'étude d'un ensemble de

critère aboutissant au choix du

Système le plus adapté à l'application envisagée.

Nous présentons dans ce chapitre différents procédés

pour la production de froid et une revue bibliographique des

installations utilisant l'énergie solaire.

I.1. Introduction

L'équipement frigorifique fait aujourd'hui partie de la vie quotidienne. Par ses nombreuses applications allant de la conservation des produits alimentaires (réfrigération domestique), pharmaceutiques et autres aux conditionnements d'air le froid est devenue une nécessité quotidienne.

Ce chapitre présente les différents procédés pour la production de froid et une revue bibliographique concernant l'évolution des moyens de production de froid, passant des voies les plus simples et naturelles à la conception et la réalisation de machines frigorifiques très performantes.

I.2. Généralités sur les modes de production de froid et applications

La production du froid qui consiste à absorber la chaleur contenue dans un milieu peut être obtenue suivant plusieurs modes. De même, les applications du froid sont très variées.

Parmi les différents modes de production du froid, il faut retenir :

- La sublimation d'un solide (cas du CO_2)

La sublimation d'un solide consiste à le faire passer de l'état solide à l'état vapeur par absorption de chaleur, le cas le plus courant est celui du CO_2 qui à la pression atmosphérique a une température de sublimation de -78.9°C .

- La détente d'un gaz comprimé

La détente d'un gaz comprimé repose sur le principe de l'abaissement de la température d'un fluide lors de sa détente (avec ou sans travail extérieur). Cependant, cet abaissement est plus important lors de la détente sans travail extérieur (détente Joule-Thomson : étranglement à travers une vanne) mais il ne faut pas perdre de vue que le refroidissement du gaz détendu aura lieu seulement dans le cas où sa température avant la détente serait inférieure à la température d'inversion de l'effet Joule-Thomson [35].

- La fusion d'un corps solide

La fusion d'un corps solide se fait à température constante par absorption de la chaleur latente de fusion du corps considéré, ce procédé discontinu bien que simple présente l'inconvénient de nécessiter une congélation préalable à moins que cet état ne soit disponible à l'état naturel.

- Le refroidissement thermoélectrique

Le refroidissement thermoélectrique (effet Peltier) est utilisé pour produire de très petites quantités de froid. Il consiste à faire passer un courant continu dans un thermocouple constitué de conducteurs de natures différentes reliés alternativement par des ponts de cuivre.

- La dissolution de certains sels

La dissolution d'un sel dans l'eau provoque un abaissement de la température de la solution. Ce n'est pas un phénomène très utilisé dans l'industrie frigorifique à cause de la nécessité de vaporisation ultérieure de l'eau (récupération du sel). Par exemple, le mélange de neige (4 parties) et de potasse (3 parties) fait baisser la température de la solution de 0 °C à 40 °C.

- La désaimantation adiabatique

La désaimantation adiabatique consiste en une réorganisation du cortège électronique d'un corps, ce qui permet l'obtention de très basses températures (10^{-2} à 10^{-6} K).

- La vaporisation d'un liquide en circuit fermé.

La vaporisation d'un liquide permet de produire du froid par l'absorption de la chaleur à travers un échangeur (évaporateur), la vapeur produite étant ultérieurement liquéfiée dans un autre échangeur (condenseur), le fluide décrit ainsi un cycle au sein d'une machine fonctionnant de manière continue.

Les machines utilisant ce principe peuvent être regroupées en deux grandes familles que sont les machines frigorifique à compression mécanique et les machines frigorifique à énergie thermique (machine à sorption).

I.3. Procédés de production de froid

I.3.1. Machine frigorifique à compression mécanique

Machine à compression mécanique qui utilise le travail comme énergie, elles fonctionnent entre deux sources de chaleur. À titre d'exemple les machines à changement de phase ou les machines à gaz.

I.3.1.1. Machine à changement de phase

Ces machines sont les plus souvent rencontrées soit dans l'industrie soit dans les utilisations domestiques. Le schéma de principe de ce type de machine est représenté à la Figure I.1. La transformation suivie par le fluide frigorigène est représenté sur le diagramme (T, S) de Stodola à la Figure I.2 [36].

Le principe de fonctionnement peut être décrit comme suit [37]:

En partant du point 1, le compresseur aspire de la vapeur provenant de l'évaporateur. La compression est supposée réversible, elle est accompagnée d'une augmentation de température jusqu'au domaine de surchauffe (point 2), où la pression est égale à la tension de vapeur saturante à la température ambiante. La vapeur comprimée est refoule ensuite vers le condenseur.

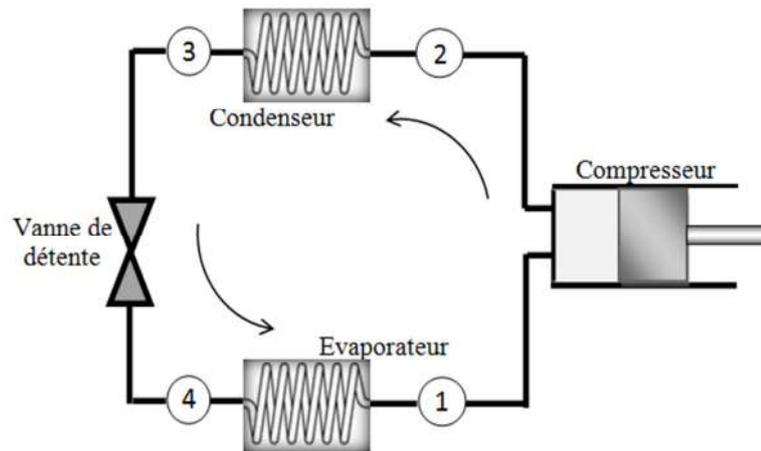


Figure.I.1 : Schéma d'une machine frigorifique à compression

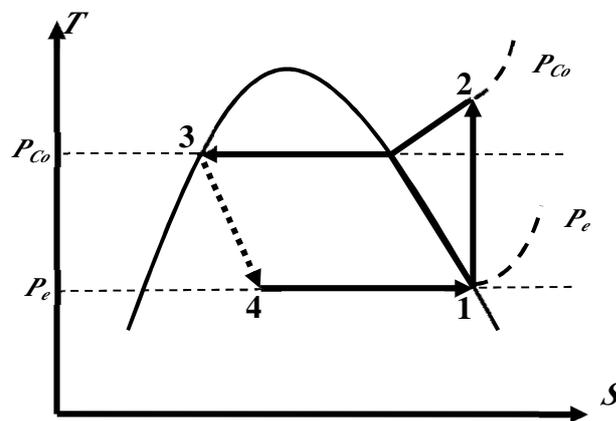


Figure.I.2 : Cycle d'une machine à compression de vapeur sur le diagramme (T, S)

Ainsi le fluide se liquéfie en cédant de la chaleur à l'ambiance (2-3). Le condensat obtenu est détendu par la suite dans une vanne ou un capillaire. Cette opération est accompagnée d'un abaissement de température (3-4). Le mélange liquide-vapeur résultant est transféré vers l'évaporateur, où l'évaporateur s'effectue en extrayant une quantité de chaleur de la source froide correspondante à la chaleur latente de vaporisation du fluide; c'est l'effet utile (4-1).

I.3.1.2. Machine frigorifique à gaz

Dans ce type de machine, le froid est obtenu en utilisant la chaleur sensible du fluide frigorigène sans avoir un changement d'état, elles utilisant un cycle inverse soit de joule soit de Stirling Ericsson [37].

a) Machine à cycle de Joule

Dans le cas le plus simple, ces machines comportent un compresseur entraîné par un moteur, il est souvent couplé à une turbine où on récupère une partie d'énergie résultante de la détente du fluide. Cette énergie est considérée comme auxiliaire pour l'entraînement du compresseur. Le schéma de la machine et son cycle associé sont représentés respectivement, dans les Figure I.3 et I.4.

Par rapport aux machines à compression de vapeur, le rendement est plus faible, mais l'inconvénient majeur de ces machines vient du fait que l'effet utile est produit à température variable [37]. Donc, ces machines ne peuvent concurrencer les machines à vapeur condensable.

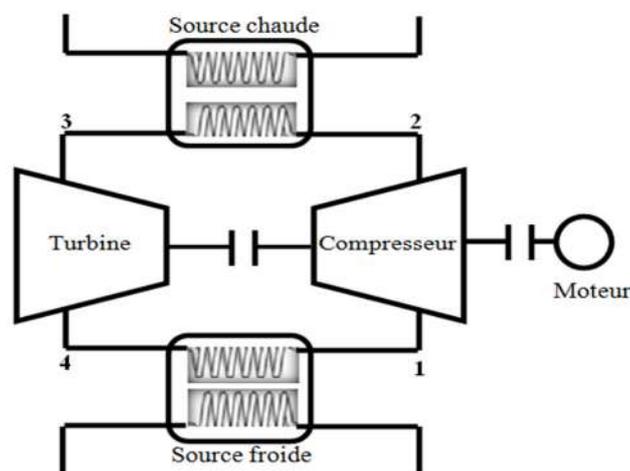


Figure.I.3 : Schéma d'une machine frigorifique à gaz [37].

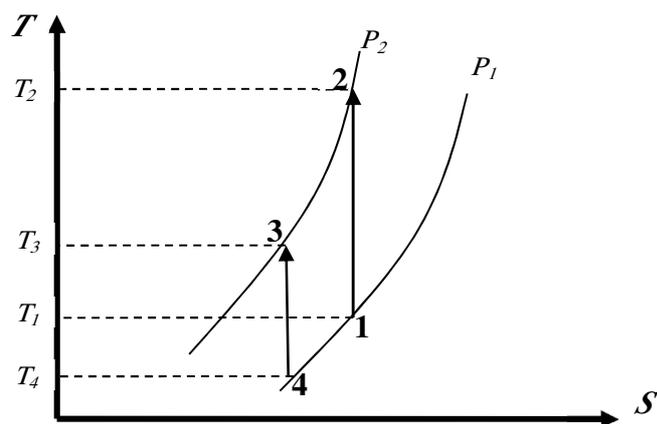


Figure.I.4 : Cycle d'une machine à gaz sur le diagramme (T, S)

b) Machine de Stirling

Ces machines remarquables sont caractérisées par un bon rendement, elles permettent de descendre à la température de liquéfaction de l'air ($-200\text{ }^{\circ}\text{C}$) en un seul étage, mais leur inconvénient majeur résulte de leur encombrement et leur cinématique compliquée, elles ne sont que peu utilisées [37].

Dans le marché, il existe quelque variante de ces machines, les plus connues sont les machines de PHILIPS utilisées dans la production d'azote ou d'air liquide.

Actuellement, les machines à compression mécanique occupent une situation importante dans la plupart des applications. Cependant, contrairement aux systèmes à sorption, les machines à compression souffrent de la nécessité d'une énergie motrice noble.

D'autre part, les systèmes à compression de vapeur utilisent les CFC en particulier comme fluides frigorigènes, contribuant ainsi d'une façon importante à la dégradation de la couche d'azote [38]. Donc, ce problème lié soit à l'environnement soit aux ressources d'énergie, ont donné dernièrement un regain d'intérêt à une autre filière de machine à sorption, qui sera analysée dans la section suivante.

I.3.2. Machine frigorifique à absorption

Le phénomène d'absorption est le mélange d'un gaz avec un liquide, les deux fluides présentent une forte affinité [39]. La procédure de production de froid par absorption liquide-gaz est un procédé où les deux phases de fonctionnement du dipôle sont séparées spatialement et non pas temporellement. Le cycle de basse nécessite donc la mise en œuvre de deux dipôles fonctionnant simultanément [40].

Le système frigorifique à absorption utilise des propriétés couplées d'un absorbant et d'un absorbé (fluide frigorigène), où ce système est parmi le plus anciens dans la réfrigération. La première évolution d'un système d'absorption a commencé dans les années 1700. Il a été observé que, en présence de H_2SO_4 (acide sulfurique) la glace peut être effectuée par évaporation d'eau pure dans un récipient sous vide. En 1859, l'ingénieur français Ferdinand Carré conçut une installation qui utilise une couple ($\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$). En 1950, un nouveau système a été introduit avec une couple (eau/lithium-bromure) appariement comme couple de travail commercial [41]. Dans ces dernières années, il y a beaucoup de couples de travail utilisés partout dans le monde. Marcriss et al [42] classé plus de 200 absorbants avec plus de 40 composés de réfrigérant. Le Tableau (I.1) donne quelques exemples des couples. L'exemple le plus largement utilisée, est celle de l'eau-ammoniac ($\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$) [43].

Dans une partie du circuit, entre le condenseur et l'évaporateur (points 6-7-8-1), circule le frigorigène à l'état pur, alors que dans l'autre partie du circuit circulent deux solutions de compositions différentes, une riche en frigorigène, entre l'absorbeur et le bouilleur (points 2-3) et une pauvre en frigorigène, entre le bouilleur et l'absorbeur (points 4-5).

Le système comprend donc un côté haute pression (bouilleur-condenseur), un côté basse pression (évaporateur-absorbeur) et une pompe de circulation pour déplacer la solution de l'absorbeur (basse pression) au bouilleur (haute pression).

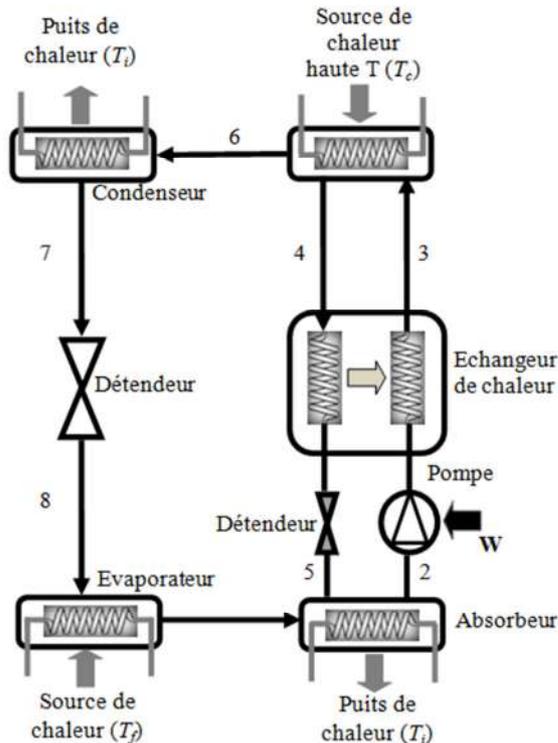


Figure.I.6: Schéma d'une machine frigorifique à absorption humide [46]

Au cours du cycle (Figure I.6) les vapeurs à basse pression issues de l'évaporateur (1) sont absorbées dans l'absorbeur par une solution à faible concentration en frigorigène (5), l'affinité des deux corps permet la dissolution des vapeurs dans la solution.

La solution saturée de l'absorbeur (2) est transférée par la pompe au bouilleur (3) à haute pression; le frigorigène se sépare par vaporisation de la phase liquide avec un apport de chaleur. Comme seul le frigorigène doit parcourir le circuit frigorifique, une rectification s'impose dès lors que la pression de vapeur de l'adsorbant n'est plus négligeable devant celle du frigorigène.

Ces vapeurs une fois rectifiées (6) se condensent à haute pression et cèdent leur chaleur. Le condensat (7) se détend par l'intermédiaire d'une vanne de laminage jusqu'à la basse pression (8) qui règne dans l'évaporateur [46].

Dans l'évaporateur, le frigorigène à basse température, absorbe la chaleur au milieu ambiant que l'on veut refroidir, ensuite il s'évapore et produit du froid.

I.3.2.2. Système à absorption sèche

Les systèmes à absorption sèche présentent une structure très similaire à celle des systèmes à absorption humide, l'absorbant ici est un solide consolidé ou non, mais la réaction de sorption est toujours de nature chimique.

Les couples absorbant/absorbat les plus utilisés en absorption sèche sont le $H_2O/LiBr$ et le $H_2O/LiCl$ [47]. Les systèmes à absorption sèche connaissent de ce fait quelques utilisations en réfrigération, plus particulièrement en climatisation. Leur principal défaut provient d'une limitation de la température de la source utile (température d'évaporation). En effet, pour des températures d'évaporation inférieures à $0^{\circ}C$, il y a un risque d'obstruction des circuits de la machine par cristallisation du sorbat [48].

I.3.3. Machine frigorifique à adsorption

Les solides pulvérulents ou poreux ont la propriété de retenir, à leur surface, les molécules des phases gazeuse ou liquide en contact avec eux; ce phénomène physico-chimique est appelé *adsorption*. Le solide est dit adsorbant et le gaz ou le liquide adsorbat [46].

En plus détails cette phénomène, l'adsorption est une réaction d'affinité physique qui ne fait intervenir que des forces de VAN DER WAALS. Les molécules du frigorigène viennent alors se déposer en une ou plusieurs couches sur la surface d'un solide microporeux. La nature physique des phénomènes mis en jeu, permet une meilleure réversibilité des réactions, et les énergies mises en jeu sont généralement plus faibles que pour l'absorption [37].

Faraday a introduit la première technologie d'adsorption de vapeur en 1848, en utilisant un adsorbant solide. Les cycles d'adsorption ont été d'abord utilisés dans la réfrigération et les pompes à chaleur dans le début des années 1990 [49].

Dans une machine à adsorption, le compresseur de la machine à compression est remplacé par un compresseur thermique (réacteur) ou adsorbeur où se déroulent les réactions d'adsorption entre le couple (adsorbat/adsorbant). Les couples les plus utilisés sont le charbon actif-méthanol, charbon actif-ammoniac, zéolithe-eau et silicagel-eau [37].

I.3.3.1. Description d'une machine frigorifique à adsorption

La Figure.I.7 représente schématiquement une machine frigorifique à adsorption. Elle comprend essentiellement [37]:

- un adsorbeur appelé aussi générateur ou réacteur, en contact avec une source chaude. Il joue pour l'aspiration et compression.
- Un condenseur, en contact avec une source intermédiaire dans lequel le réfrigérant (adsorbat) se condense à la pression de condensation (P_{Con}).
- Un réservoir, permettant de stocker le réfrigérant liquide.
- Une vanne de détente V_3 .
- Un évaporateur, en contact avec la source froide, dans lequel le réfrigérant se vaporise à la pression (P_{ev}) en produisant ainsi le froid recherché dans la chambre froide.
- Deux clapets anti-retour V_1 et V_2 .

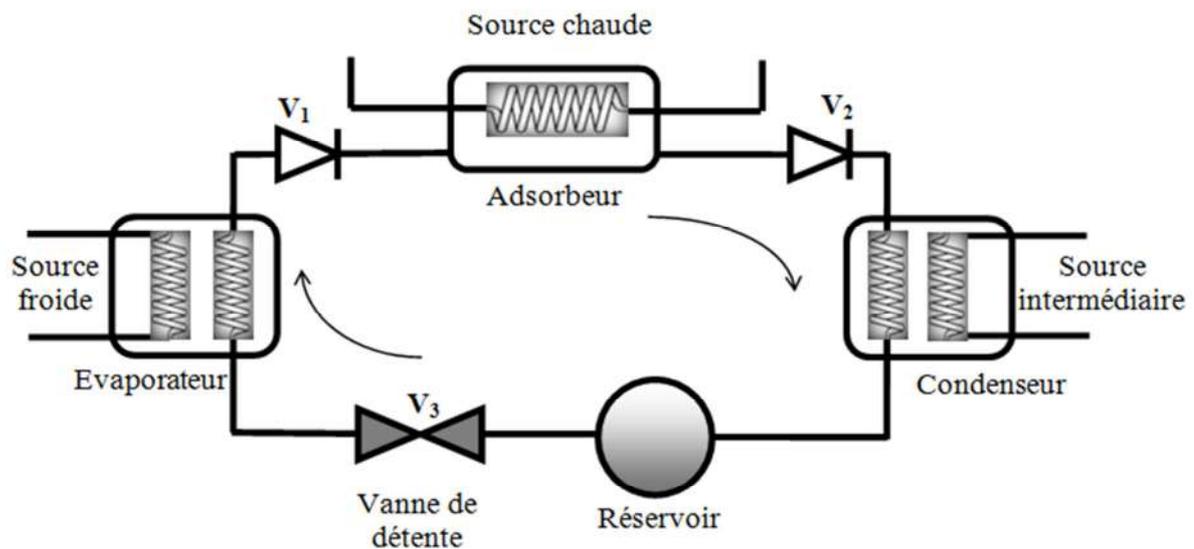


Figure.I.7 : Machine frigorifique à adsorption

I.3.3.2. Principe de fonctionnement

Au début de cycle, les vannes V_1 , V_2 , et V_3 sont fermées, l'adsorbant est chargé d'une masse maximale (x_{max}) de réfrigérant (adsorbat).

Lors du chauffage l'adsorbeur, la pression du gaz augmente au fur et à mesure avec la température, la masse adsorbée reste constante est égale à x_{max} .

Lorsque cette pression atteint celle du condenseur, la vanne V_2 s'ouvre. La vapeur circule vers le condenseur et le condensat est stocké dans le réservoir, jusqu'à ce que l'adsorbeur soit en

équilibre à la température de la source chaude où la température atteint sa valeur maximale. À ce moment, la vanne V_2 se ferme et la phase de refroidissement de l'adsorbeur commence.

La vanne V_3 s'ouvre, le condensat stocké dans le réservoir se détend et entre dans l'évaporateur, sa pression chute de la pression de condenseur jusqu'à celle de pression basse (pression d'évaporateur).

Lorsque la pression qui règne dans l'absorbeur atteint celle de l'évaporateur, la vanne V_1 s'ouvre et l'absorbeur qui se trouve en légère dépression, aspire la vapeur produite dans l'évaporateur.

L'effet utile de refroidissement se produit lors de l'évaporation. Le refroidissement de l'adsorbeur continue jusqu'à ce qu'il atteigne sa température minimale, où l'adsorbeur est saturé en adsorbat. Les vanne V_1 et V_3 se ferment et commence un autre nouvelle cycle [27].

I.3.3.3. Cycle de base d'une machine frigorifique à adsorption

La réalisation du cycle idéal d'une machine frigorifique à adsorption est basée sur le principe de la réversibilité de l'adsorption physique : les molécules de la vapeur du réfrigérant fixées sur l'adsorbant lorsqu'il est refroidi et libération de celle-ci est chauffé. Le système est donc bivariant, cela signifie que deux variables indépendantes seulement décrivent complètement le système et que l'équilibre thermodynamique est contrôlé par ces deux variables. Donc la masse de réfrigérant adsorbée « x » à l'équilibre est une fonction de la température T et de la pression P :

$$x = f(T, P)$$

On peut constater que l'équilibre peut être décrit de trois façons :

- ✓ Des isobares donnant, la masse adsorbée en fonction de la température $x=f(T)$
- ✓ Des isothermes donnant, la masse adsorbée en fonction de la pression $x=f(P)$
- ✓ Des isostères donnant, la pression en fonction de la température $P=f(T)$

Généralement les isostères se représentent de manière pratique dans le diagramme de Clapeyron ($\ln P, -1/T$), en plus détail sur la Figure.I.8.

Le Principe de fonctionnement du cycle thermodynamique de la machine sont représentés sur le diagramme de Clapeyron ($\ln P, -1/T$), dans la Figure.I.9.

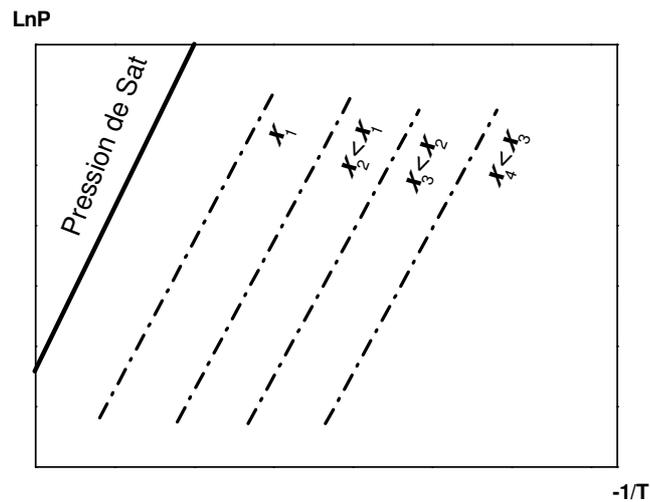


Figure.I.8 : Exemple d'isostère dans le diagramme de Clapeyron

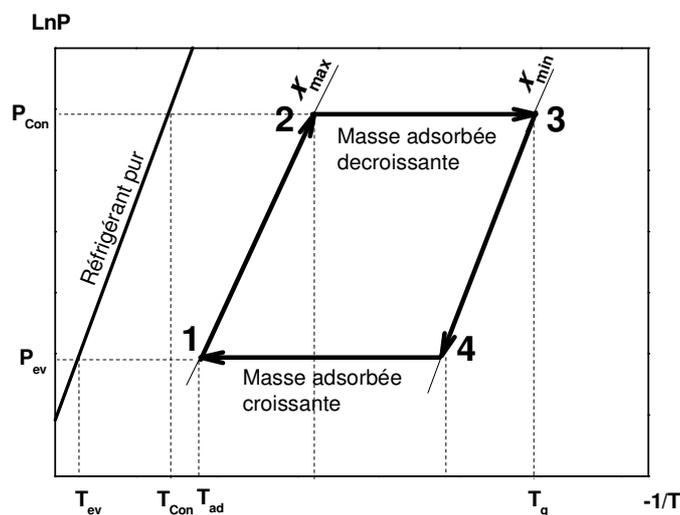


Figure.I.9 : Trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique de base dans un diagramme de Clapeyron

Ce cycle dit idéal, représente l'évolution de l'état de mélange adsorbant/réfrigérant contenu dans l'adsorbeur. Le trajet thermodynamique est constitué de deux phases principales: une phase de chauffage (1-2,2-3) du mélange (adsorbant/réfrigérant) et une autre de refroidissement (3-4,4-1) du même mélange.

La modélisation du cycle de base de la machine frigorifique à adsorption a fait l'objet de nombreuses études tant théoriques qu'expérimentales, il faut noter en particulier les travaux de: E. Passos et al. [50], R. E. Critoph [51,52], Hu. Jing et R. H. B. Exell [53], Y. Teng et al. [54].

I.4. L'état de l'art de la production de froid par énergie solaire

L'utilisation de l'énergie solaire pour la production de froid répond aux préoccupations de l'économie d'énergie ainsi qu'à certains besoins dans les pays en voie de développement et surtout dans le secteur rural.

Il existe plusieurs voies d'utilisation de l'énergie solaire pour produire du froid. La première est basée sur l'emploi de l'électricité (filiales photovoltaïques), la deuxième sur l'utilisation d'un procédé thermomécanique (filiales utilisant l'énergie mécanique), enfin la troisième sur l'utilisation d'un procédé thermodynamique (filiales utilisant l'énergie thermique) [55].

Toutes les technologies utilisées sont listées dans la Figure I.10 :

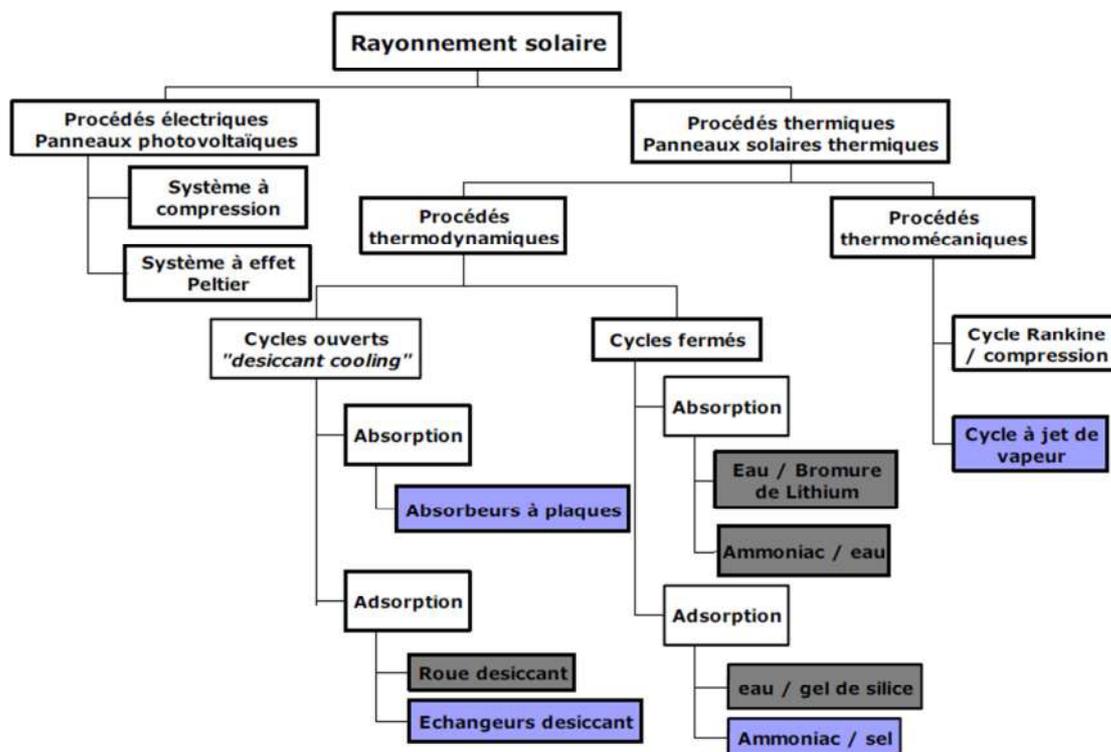


Figure.I.10: Différentes technologies de production du froid à partir de l'énergie solaire [56].

I.4.1. Cas d'une machines frigorifique basées sur l'emploi de l'électricité

Les technologies de production de froid solaire peuvent être des systèmes frigorifiques qui sont basés sur l'utilisation de l'électricité. Dans ce cas-là, l'énergie solaire est transformée en électricité grâce à des panneaux photovoltaïques puis est utilisée dans le système [56]. Il existe deux systèmes (voir Figure I.10):

I.4.1.1. Les systèmes à compression

Le cycle classique de compression a été utilisé pour produire le froid en utilisant l'énergie électrique. Les panneaux photovoltaïques (PV) sont essentiellement utilisés pour convertir l'énergie lumineuse en énergie électrique, généralement la sortie de ces derniers donne un courant direct. Par ailleurs la plupart des appareils électriques domestiques et industriels utilisent le courant alternatif. Par conséquent, un système de conversion de courant est obligatoirement utilisé. Alors, un système complet de réfrigération photovoltaïque se compose de quatre composants de base comme le représente la Figure I.11 [57]:

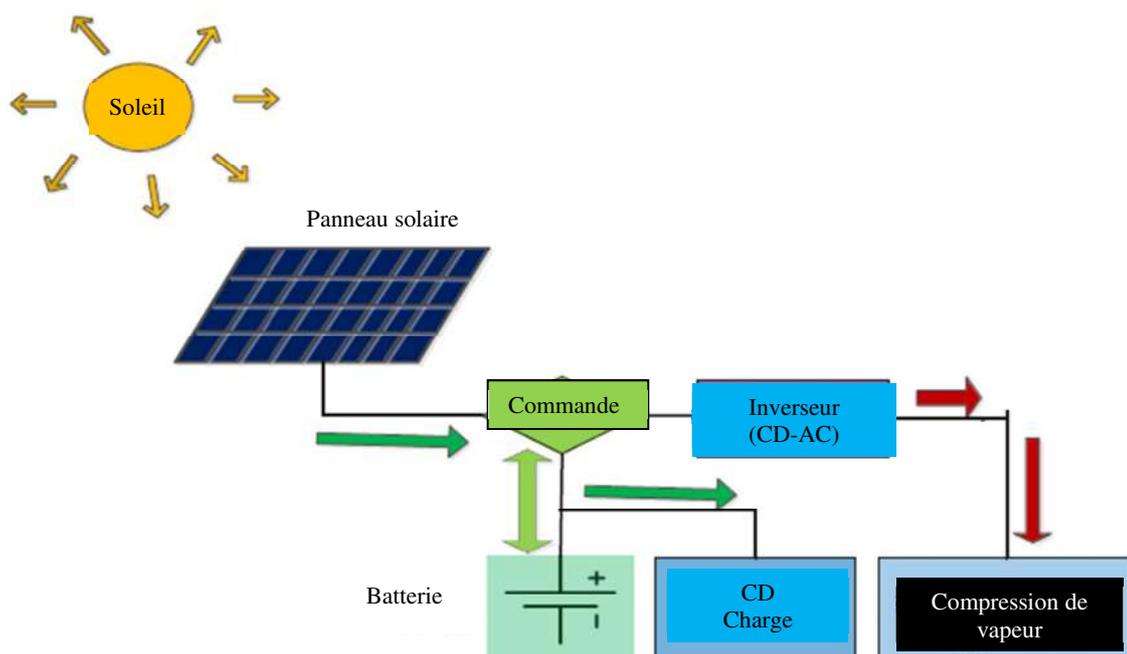


Figure.I.11: Schéma d'un système PV autonome [49].

- Le panneau photovoltaïque produit de l'électricité en convertissant les rayonnements solaires en énergie électrique.
- La batterie est utilisée pour stocker de l'énergie et le restituer en tensions continues.
- Un régulateur de charge peut être utilisé pour protéger la forme de la surcharge des batteries.
- L'onduleur est un circuit électrique qui convertit l'énergie électrique du CD au CA.
- L'unité de compression de vapeur est en fait un système à compression conventionnel qui est exécutée par la puissance reçue à partir de l'onduleur.

Aguilar et al. [58] ont étudié le fonctionnement d'un conditionneur d'air directement reliée à panneaux photovoltaïques et à la grille. Ce système commercial a montré une performance intéressante pendant une longue surveillance. Les résultats expérimentaux montrent que pendant les mois d'été, le *COP* moyenne est environ 9 et la contribution solaire de panneaux photovoltaïques est d'environ 50%.

Le principal problème de ce projet était de l'électricité et la gestion de l'énergie thermique. D'autres études ont également conclu à des résultats favorables pour l'énergie solaire photovoltaïque de réfrigération anticipant l'abaissement du coût du PV et l'amélioration des modules [57-59].

Bien que l'efficacité des modules photovoltaïques peut être augmentée en utilisant des onduleurs, leur *COP* et l'efficacité ne sont toujours pas souhaitable [49]. Une attention particulière doit donc être accordée aux systèmes de réfrigération solaires thermiques à des fins de refroidissement.

I.4.1.2. Les systèmes à effet Peltier

L'effet Peltier, appelé aussi effet thermoélectrique, est un phénomène physique de déplacement de la chaleur en présence d'un courant électrique parcourant deux matériaux conducteurs de natures différentes en contact. Il est possible de produire du froid par des processus thermoélectriques, en utilisant le principe de production d'électricité à partir d'énergie solaire par effet thermoélectrique et le principe de la production de froid par effet Peltier [60].

La Figure (I.12) montre un schéma d'un système de réfrigération solaire thermique. Le capteur solaire transforme le rayonnement solaire en chaleur qui de sa part est transférée au fluide dans le capteur. Alors que le fluide est ensuite stocké dans un réservoir de stockage thermique pour être ensuite utilisé dans diverses applications, en plus l'unité thermique est gérée par le réfrigérant chaud provenant du réservoir de stockage, et se dernier circule à travers l'ensemble du système [60].

Un certain nombre des critiques face à différents types d'applications pour les systèmes de réfrigération thermoélectrique. Simons et Chu [61] ont discuté leur point de vue sur la réfrigération thermoélectrique et son application à la réfrigération des équipements électroniques.

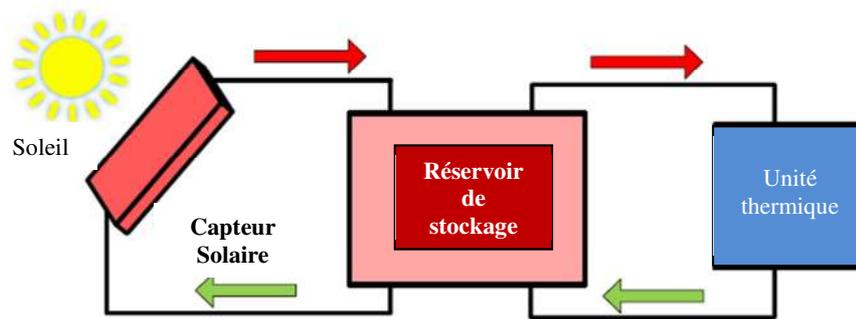


Figure.I.12 : Schéma d'un système de réfrigération solaire thermique [49].

Zhao et Tan [62], ont concentré sur le développement de réfrigération thermoélectrique au cours des dernières années avec une attention particulière sur les progrès dans les matériaux, la modélisation optimale et les applications.

Une étude récente [63] traite de la conception et le développement de nouveaux systèmes de réfrigération et de climatisation des locaux thermoélectriques, présentant les installations et le coût-efficacité fournis par le système de réfrigération thermoélectrique par rapport au système de réfrigération classique. Les auteurs développent et conçoivent un réfrigérateur thermoélectrique expérimental avec un espace de réfrigération de capacité 1 Litre, l'obtention d'un COP de l'ordre de 0.1. Les systèmes de réfrigération thermoélectriques ont une efficacité de 5-15% par rapport à l'efficacité de 40 à 60% obtenu par les systèmes de réfrigération de compression classiques. En plus de ça, la réfrigération thermoélectrique a été appliquée à d'autres occasions, telles que la production d'eau douce [64-66], le système d'enveloppe de bâtiment actif [67,68], et module hybride photovoltaïque-thermoélectrique [69-70].

Pour conclure à la suite de ces résumés générales tirées de la littérature, il est intéressant de dire que: le COP de réfrigérateurs thermoélectriques de refroidissement (système à effet Peltier) sont généralement dans la gamme 0.16-0.64 avec une différence de température autour de 20°C , en fonction de la performance des dissipateurs de chaleur du côté chaud et froid [71].

I.4.2. Cas d'une machine frigorifique basée sur un processus thermomécanique

L'énergie solaire est utilisée comme source de chaleur grâce à des capteurs solaires thermique, dans une machine produisant un travail mécanique, lequel est à son tour utilisé pour produire du froid. Citons:

I.4.2.1. Le cycle Rankine

La chaleur récupérée met en mouvement un fluide qui lui-même actionne une turbine produisant de l'électricité. Cette électricité peut être utilisée dans un cycle classique à compression.

Les systèmes de réfrigération solaire de Rankine ont été étudiés largement dans les années 1970 et 1980. La recherche sur ces systèmes était presque en attente au cours des deux dernières décennies. Mais en raison de récents progrès dans cycle Rankine fondamental (CRF) l'équipement et l'introduction de nouveaux fluides frigorigènes respectueuses de l'environnement au cours des dernières années, la recherche sur ce sujet reçoit plus d'attention de nouveau [71].

L'idée principale des systèmes de réfrigération solaire de Rankine est l'utilisation de la chaleur solaire pour produire un travail mécanique et conduire un cycle de compression de vapeur classique. Il existe deux dispositifs, (Figure I.13), communs des systèmes de réfrigération solaire de Rankine présentés par différents chercheurs. Une configuration (a) utilise un générateur séparé du cycle de réfrigération, où l'expansion du cycle Rankine fondamental (CRF) et le compresseur du cycle de compression sont couplés mécaniquement. L'autre configuration (b) est un cycle intégré, en utilisant un expandeur-compresseur combinée et un condenseur commun pour les deux cycles [71].

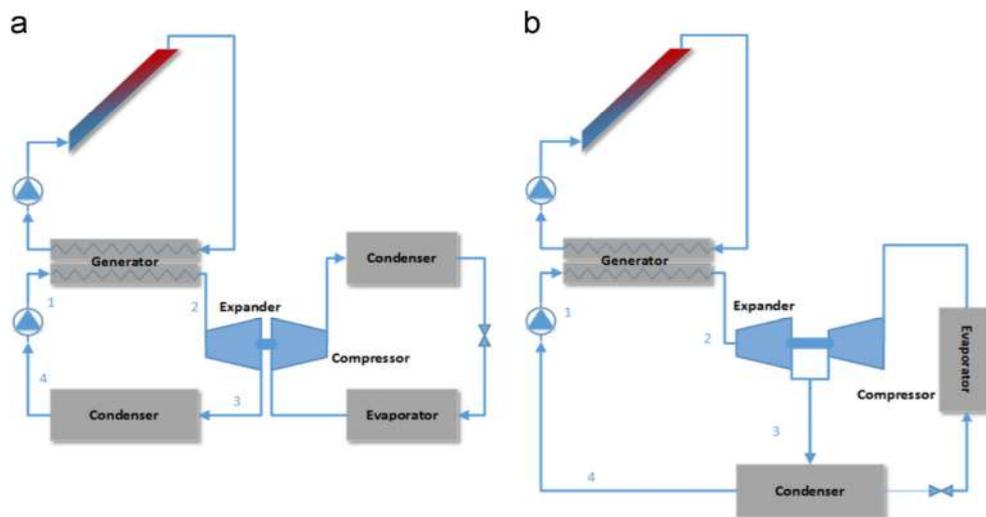


Figure.I.13 : Schéma d'un système de réfrigération solaire de Rankine

(a) le cycle séparé, (b) le cycle intégré [71].

I.4.1.2 Le cycle à jet de vapeur

La chaleur est utilisée pour produire un jet de vapeur à très grande vitesse. Ce jet provoque dans son entourage un vide puissant qui permet de vaporiser de l'eau à faible température dans l'évaporateur et de refroidir l'ambiante. La vapeur ainsi créée rejoint ensuite le flux primaire (moteur) et est refroidi dans le condenseur.

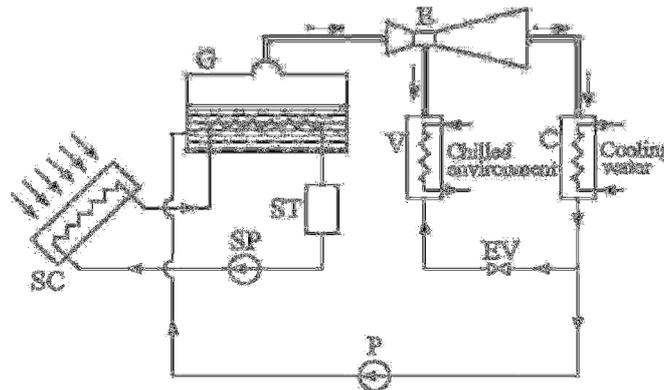


Figure.I.14 : Schéma du jet de vapeur de système de réfrigération solaire [72].

La Figure.I.14 illustre le système d'éjecteur de vapeur intégré à un capteur solaire. La vapeur produite par le capteur solaire passe à travers le jet de vapeur éjecteur (*E*). Au cours de ce processus, la pression de l'évaporateur est réduite, et de l'eau est vaporisée dans l'évaporateur (*V*) en absorbant la chaleur d'eau froide [72].

Loin de la réfrigération, les turbines à vapeur peuvent être utilisées pour produire de l'électricité. La plupart du système d'éjection de vapeur nécessite de la vapeur à des pressions de l'ordre de 0.1-1.0MPa, et des températures de l'ordre de 120-180°C [73]. Cependant, Loehrke et Passive [74] ont proposé et démontré que le système d'éjecteur de vapeur d'eau peut être commandé à l'aide de la chaleur solaire à basse température, en réduisant la pression de fonctionnement sous la pression atmosphérique. N.M. Khattab et M.H. Barakat [75] se sont révélés plus tard ce concept en développant un modèle mathématique détaillée des cycles solaires d'éjection de vapeur fonctionnant à basse pression et basse température pour l'appliquer dans la climatisation.

I.4.3. Cas d'une machine frigorifique basée sur un processus à absorption

Le principe de fonctionnement d'un système frigorifique solaire à absorption est le même que pour un système d'absorption classique à compression, mais en utilisant l'énergie thermique à partir d'un capteur solaire (voir Figure.I.15) pour séparer le réfrigérant de l'absorbant.

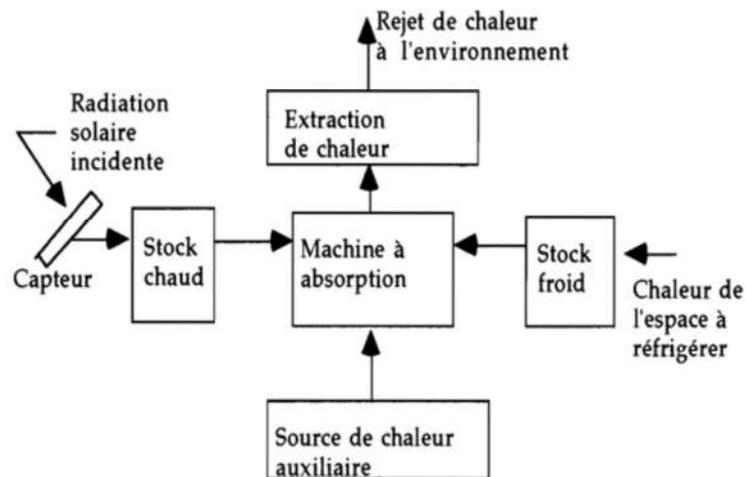


Figure.I.15: Schéma d'une machine réfrigération solaire à absorption.

Les systèmes d'absorption peuvent être divisés en trois catégories [72]:

I.4.3.1. Le cycle frigorifique à absorption simple effet

Un système de frigorifique par absorption à simple effet est plus simple lorsque la conception dépend des types de fluide frigorigène. Ce système est basé sur le cycle d'absorption de base qui contient un absorbeur et un générateur comme représenté sur la Figure.I.16.

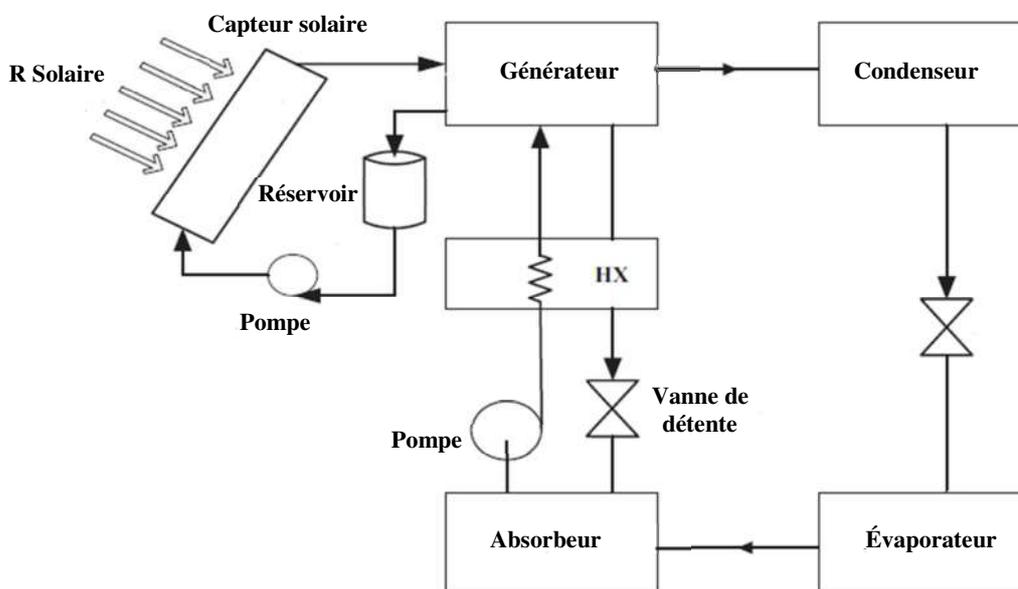


Figure.I.16: Schéma de cycle frigorifique à absorption simple effet [49]

Dans le générateur, le fluide est séparé de l'absorbant par la chaleur fournie à partir de capteur. La vapeur sont condensés dans le condenseur, puis laminé à vanne de détente et on

l'évapore à basse pression à la température d'évaporateur. Le réfrigérant refroidi est absorbé dans le absorbeur par une faible solution qui retourne au générateur après le laminage dans le détendeur. Le mélange riche créé dans l'absorbeur est pompé par la pompe (P) et renvoyé dans le générateur. L'habitude d'un échangeur de chaleur de la solution (ECS) peut être utilisée pour améliorer l'efficacité du cycle [76]. Un *COP* plus de 60% peut être obtenue en utilisant l'ECS [77].

I.4.3.2. Le cycle frigorifique à absorption demi effet

La principale caractéristique du cycle d'absorption demi-effet est la capacité de fonctionnement à plus basse température par rapport aux autres. Le nom de «demi-effet» provient du *COP* ce qui est presque la moitié de celui du cycle simple effet [76].

I.4.3.3. Le cycle frigorifique à absorption double effet

La technologie de réfrigération par absorption double effet a été lancée en 1956 pour le développement de la performance du système au sein d'une source de chaleur à température plus élevée [78]. La Figure (I-17) illustre un système d'absorption double effet fonctionnant avec le couple ($H_2O/LiBr$).

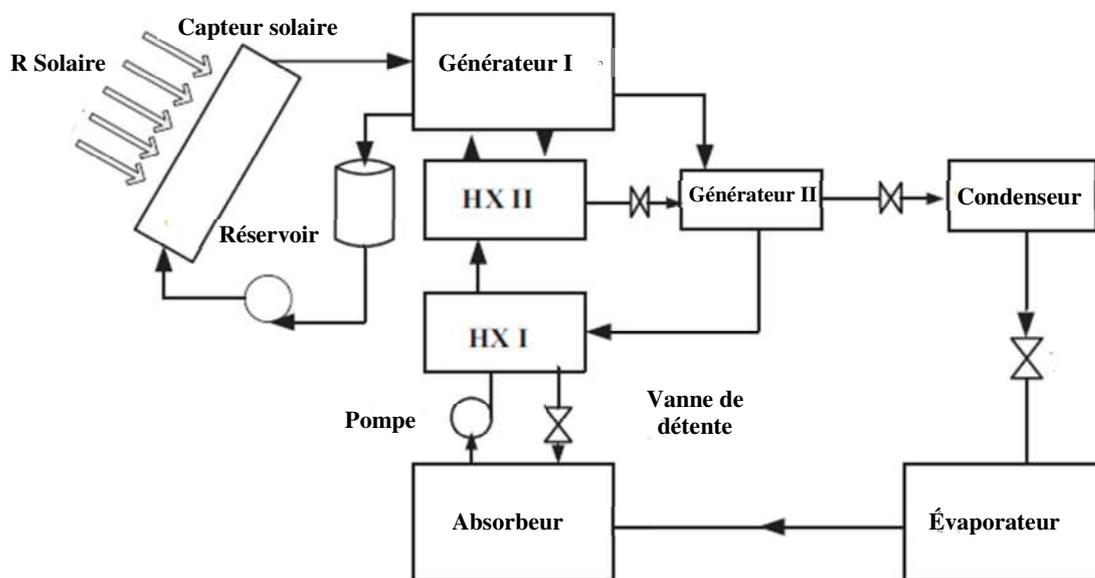


Figure.I.17: Schéma de cycle frigorifique à absorption double effet [49].

Le cycle commence avec générateur (I) fournissant de la chaleur au générateur (II). Le condenseur rejette la chaleur et passe le fluide frigorifique vers l'évaporateur; au cours de cet étape, la réfrigération nécessaire se produit. Ensuite, les fluides passent à travers les échangeurs de chaleur HX-I et HX-II de l'absorbeur à générateur (I) au moyen d'une pompe

(P). Grâce à ce processus, HX-II peut passer les fluides au générateur (II) et alors le générateur (II) passe à HX-I. Le cycle complet suit trois différents niveaux de pression: haute, moyenne et faible. Deux systèmes à simple effet forment effectivement un système de réfrigération à double effet. Par conséquent, le *COP* d'un système de double-effet est presque le double de celle du système d'absorption simple effet. Par exemple, Srihirin et al [79] ont effectué une analyse montrant que le *COP* d'un système de double-effet est de 0.96, alors que le système simple effet a un *COP* de 0.6. Le *COP* des systèmes d'absorption double effet a atteint des valeurs de 1.1-1.2 en utilisant la technologie d'absorption au gaz [72].

I.4.3.4. Le cycle frigorifique à absorption triple effet

La réfrigération par absorption triple effet peut être classé comme cycle unique circuit ou à double circuit. Le cycle triple effet à unique circuit est un circuit fondamentalement de cycle à double effet avec un générateur supplémentaire et le condenseur. Le système résultant avec trois générateurs et trois condenseurs fonctionne de façon similaire au système de double effet. Théoriquement, ce cycle triple effet peut obtenir un COP_s d'environ 1.7 [80].

Le cycle triple effet à double circuit se compose de deux cycles simple effet en cascade. Un cycle simple effet fonctionne à une température de fonctionnement normal et l'autre à de température plus élevées. Théoriquement, ce cycle triple effet peut obtenir un *COP* globale d'environ 1.8 [80].

Le Tableau.I.2 donne quelques exemple utilisant le capteur solaire plans dans le cycle de système de réfrigération à absorption avec les performances du chaque système.

Tableau.I.2: Performance des cycles d'absorption [72].

Système d'absorption	<i>COP</i>	EER (Btu/Wh)	Température de source de chaleur	Type de capteur
Simple effet	0.7	2.39	85	Capteur Plan
Double effet	1.2	4.10	130	Capteur Plan/ Concentrateur
Triple effet	1.7	5.80	220	Tube sous vide/ Concentrateur

Il y a aussi à autres systèmes de réfrigération d'absorption par exemple; les systèmes hybrides qui peuvent atteindre une meilleure performance [81].

I.4.4. Cas d'une machine frigorifique basée sur un processus d'adsorption

Le système de réfrigération solaire à adsorption est le même que la machine frigorifique à compression, sauf que le compresseur d'alimentation est remplacé par un compresseur thermique (thermochimique) ou un réacteur (adsorbent) [37]. Les principaux composants du

système de base sont présentés dans la Figure.I.18. Cette machine est constituée essentiellement, d'un adsorbant, qui est généralement intégré au capteur solaire, un condenseur et un évaporateur. L'adsorbant est composé d'un type de support solide qui a de l'affinité pour adsorber et désorber la vapeur de réfrigérant physiquement ou chimiquement [76].

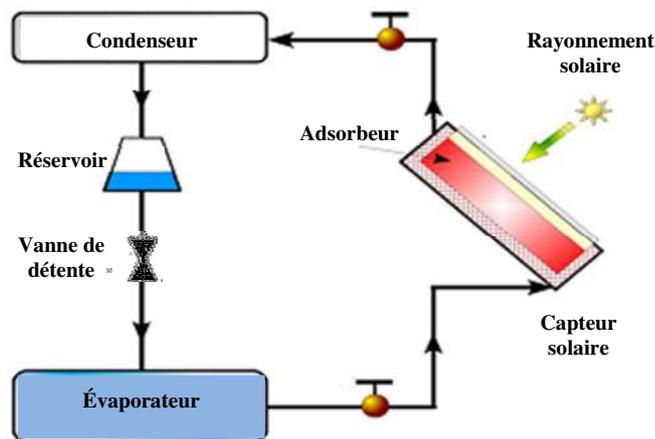


Figure.I.18: Schéma d'une machine frigorifique solaire à adsorption [76].

Dans cette machine Figure.I.18, l'énergie solaire peut être directement absorbée par l'adsorbant situé à l'intérieur d'un capteur solaire. Le rôle du convertisseur de l'énergie solaire en chaleur qui est transférée à l'adsorbant durant la journée, et de dissiper durant la nuit l'énergie thermique libérée par le système (convection et rayonnement). Le convertisseur se présente en fait sous l'aspect d'un capteur solaire, plan légèrement modifié. En effet, l'adsorbant doit présenter un volume suffisant pour contenir l'adsorbant. De plus, il n'y a pas de circulation d'un fluide caloporteur dans le capteur. Le fonctionnement discontinu du cycle autorise une seule connexion, jouant alternativement la fonction d'entrée et de sortie du fluide frigorigène [27].

À travers le monde, des équipes de recherche s'intéressent à l'étude de ce type de système de production de glace par la réalisation expérimentale ou modélisation mathématique. Ces équipes se sont consacrées au début à l'établissement de modèles de machines frigorifiques solaires permettant de simuler le fonctionnement de la machine frigorifique à partir des données solaires réelles et d'autres équipes sont passées au stade de l'expérimentation sous un soleil artificiel ou réel. Nous allons citer, selon le couple (adsorbant-réfrigérant) utilisé, quelques réalisations et modélisation de système frigorifiques solaires à adsorption qui ont été étudiés.

I.4.4.1. Le Couple Zéolithe-eau

L'eau ne pouvant s'évaporer à des températures inférieures à zéro °C, Pour le couple (Zéolithe-eau), l'isotherme d'adsorption est plate. La chaleur latente de l'eau est beaucoup plus grand que les autres réfrigérants traditionnels (ammoniac, méthanol.....est), alors la température de désorption très élevés [82].

Le couple (Zéolithe-eau) est limité au domaine où la température est supérieure ou égale à zéro °C. S'il s'agit simplement de maintenir un volume à quelques degrés au-dessus de zéro °C, une évaporation à zéro °C suffit. De ce fait, ce couple est plus adapté au domaine de la climatisation [3].

À la fin des années 70, Tchernev [83] a étudié ce couple pour la climatisation. Lu et al. [84] a aussi utilisé ce couple pour la climatisation d'une locomotive de train.

Meunier et al. [85-87] ont montré que ce couple (zéolithe-eau) est le plus adapté pour l'obtention de températures supérieures ou égales à 0°C. Son équipe a réalisé deux installations expérimentales:

Une glacière solaire de volume de 150litres. La surface de captation est égale à 0.8m², contient 23kg de zéolithe13X. Le COP_s obtenu 0.1 et la quantité de glace produite à l'évaporateur est de 7.5kg [88].

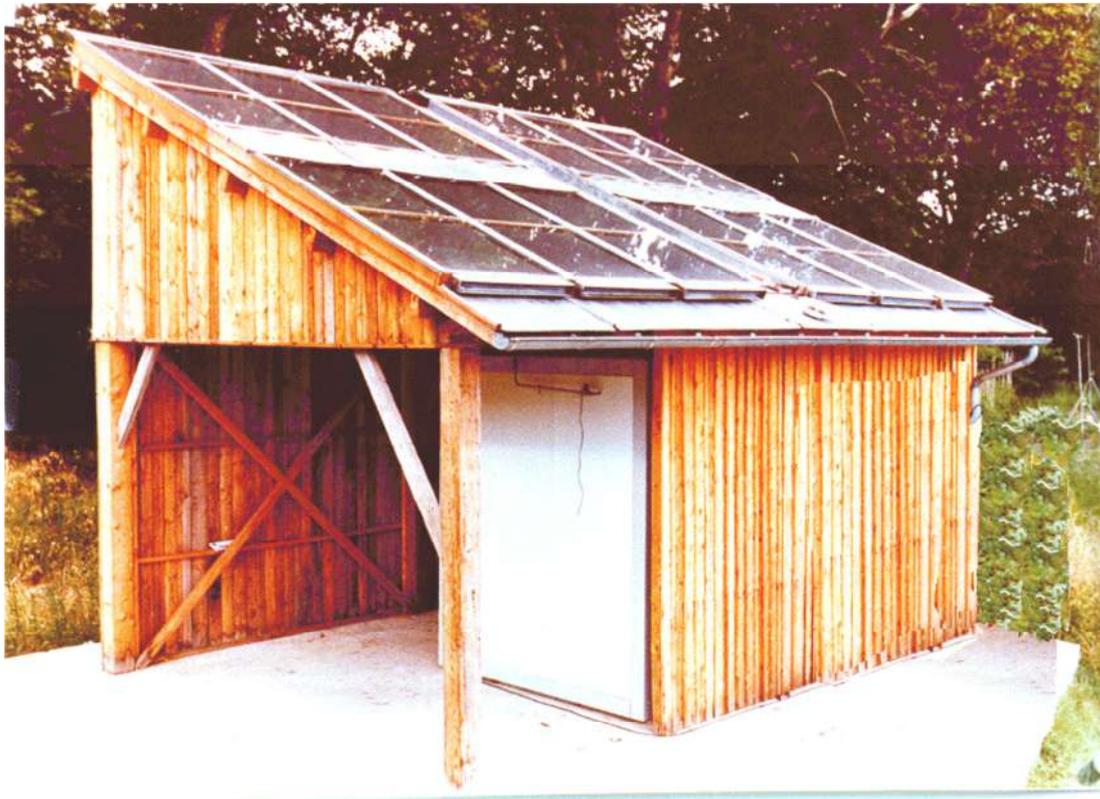


Figure.I.19: Photo de l'entrepôt frigorifique solaire à adsorption [89].

À la fin des années 1980, Grenier et al. [89] ont étudié un entrepôt frigorifique de volume 12m^3 muni de 24 capteurs plans dont la surface est 20m^2 Figure.I.19. Les performances ont montré que le COP_s est toujours voisin de 0.1, correspondant à une production de glace dans l'évaporateur de 7kg par m^2 de capteur.

B. Marmottant et al. [90] ont réalisée en Tunisie un système avec une surface de captation 0.87m^2 et une masse de zéolithe égale 19kg. Les performances du système ont montré que le COP_s est de 0.125 et le rendement de captation 33%. En plus de ça, les auteurs ont proposé un modèle mathématique pour estimer la performance de machine solaire à adsorption.

Ces dernières années, l'intensification de la recherche dans ce domaine est accentuée, Selon Poyelle et al. [91], la puissance spécifique de système d'adsorption de couple (Zéolithe-eau) atteint 135W/kg d'adsorbant avec la température d'évaporation 4°C et COP 0.68.

I.4.4.2. Le Couple Gel de Silice-eau

Le couple Gel de Silice-eau a été moins étudié que le couple Zéolithe-eau [3]. Gel de Silice-eau est fait partie du couple à basse température, qui peut être entraîné par environ 75°C comme source de chaleur. L'absorption d'eau dans le gel de silice est faible, en basse pression. Par conséquent, la température d'évaporation ne doit pas être trop faible. La machine fonctionne avec le couple gel de silice-eau est préférable d'être appliquée dans le système de conditionnement d'air avec grande débit de circulation d'eau, où une température d'évaporation plus élevée peut être utilisée [92]. Les caractéristiques d'adsorption de cette couple ont été étudiées [93].

Cho H.S et al [94] ont développé un système de refroidissement d'adsorption avec le couple gel de silice-eau, dont la capacité de réfrigération est $1.2RT$ à la température de l'eau $4-7^\circ\text{C}$.

Sakoda et Suzuki [95] a étudié un prototype expérimental utilisant le couple silicagel-eau. La surface de captation 0.25m^2 , contient 1kg de gal de silice. L'unité a pu atteindre un COP_{th} de 0.2 pour une journée claire d'insolation égale à 19.3MJ par m^2 . D'après Sakoda, le COP_{th} peut atteindre 0.4 pour un capteur solaire de 0.4m^2 .

En suisse, au sein du laboratoire d'énergétique solaire et de physique de bâtiment (EIVD), l'équipe de Philippe a construit et expérimenté, durant le mois de septembre 2000, un prototype de réfrigération solaire à adsorption [96]. Dans ce travail le capteur à tubes dont la surface est de 2m^2 avec à double vitrage. Testé au laboratoire avec éclairage artificiel, les performances du système ont montré que le COP_s brut pouvait atteindre 0.19. La simulation et l'expérimentation sur le système d'adsorption du couple (silice gel-eau) ont été achevées par Saha et al. [97,98]. Récemment, en 2016, Fatih et al. [99] ont réalisé en Algerie une

machine solaire à adsorption alimentée par un capteur plan avec le couple Gel de Silice-eau (voir Figure I-20). Les résultats expérimentaux indiquaient que la température maximale générée variait de 95°C à 117°C, de température ambiante moyenne 33°C, la température de condensation variait de 45°C à 53°C, la température minimale de l'évaporateur +5°C et que le dispositif de réfrigération à adsorption solaire a pu fournir une COP_s allant de 0,083 à 0,09.



Figure.I.20: Photo d'une machine solaire à adsorption [99].

I.4.4.3. Le Couple Charbon actif (AC)-Ammoniac

Le couple charbon actif-ammoniac a été étudié principalement par Gritoph [51,100] qui a montré que l'ammoniac est le réfrigérant le mieux adapté pour la production du froid quand l'adsorbant est du charbon actif, lorsque les pressions de fonctionnement ou de désorption (1.6MPa) sont supérieures à la pressions atmosphérique [82].

Gritoph [101] a étudié expérimentalement un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif-ammoniac Figure.I.21 pour trois configurations de collecteur: simple vitrage, double vitrage et d'un vitrage simple plus isolant transparent (TUM). Le capteur a une surface de captation 1.43m², contient 14 tubes en acier inoxydable, une masse de 17kg de charbon actif. Le COP_s atteint de 0.071 pour une énergie incidente de 19.8MJ et la température à l'évaporateur est de l'ordre de 0.7°C avec collecteur à double vitrage.

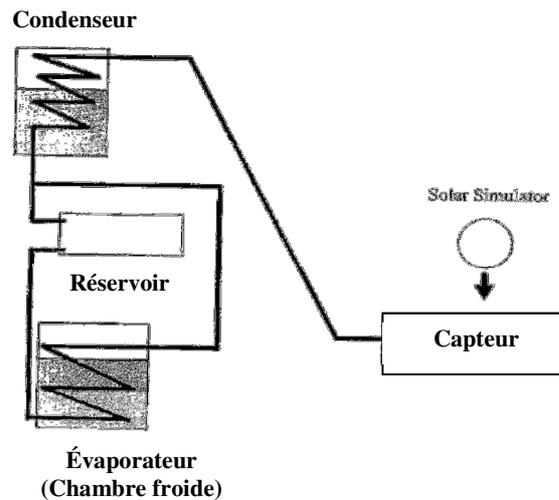


Figure.I.21 : Schéma du réfrigérateur solaire à adsorption [101].

Critoph a aussi étudié un système de conditionnement d'air avec le couple (AC-ammoniac) [102]. Ce système est basé sur l'utilisation des modules tubulaires à adsorption.

Mimet [48] a réalisé un prototype utilisant le couple (AC-ammoniac). Le générateur utilisé est un réservoir cylindrique à double enveloppe en acier. Ce générateur est chauffé par une source de chaleur à haute température et refroidi par l'eau du réseau. L'expérimentation de ce prototype a montré que la quantité de froid produite à l'évaporateur se fait bien entre 0°C et -10°C . Mimet a montré aussi qu'une masse de 3kg de charbon actif peut fabriquer 1kg de glace quand la température de régénération est de 100°C . Ainsi J. Bougard [103] a étudié une machine frigorifique solaire fonctionnant avec le couple charbon actif-ammoniac avec la surface de captation 1.32m^2 , est constitué de 4 tubes connectés en parallèle rempli de 13.25kg charbon actif. Ce système fonctionne avec ensoleillement artificiel et permet la production de 1kg de glace.

Wang et al. [104] a conçu et fabriqué une machine avec caloduc pour la production de glace. L'utilisation du caloduc a permis d'une part de mettre en jeu des puissances très élevées pour chauffer le capteur et d'autre part de résoudre le problème de corrosion entre le mercure et l'acier de l'adsorbeur contenant l'ammoniac. Pour une amélioration des performances d'adsorption, un composé de charbon actif et de chlorure de calcium a été utilisé. De plus l'utilisation de deux lits d'adsorption avec récupération de chaleur a permis d'atteindre des températures d'évaporation plus basses, au-dessous de -42°C , et un COP_{th} de l'ordre de 0.41. En plus, El Fadar et al. [13,105] a étudié par simulation du système à adsorption alimenté par capteur solaire de type cylindre-parabolique voir Figure.I.22. Utilisés le charbon actif et l'ammoniac comme réfrigérant. L'optimal COP_s obtenus de l'ordre de 0.18.

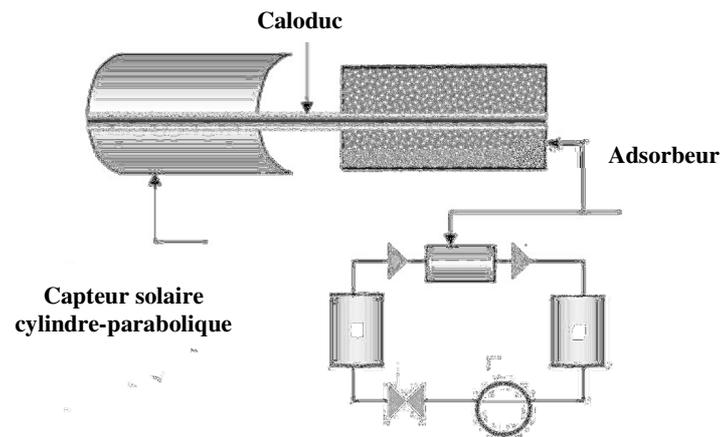


Figure.I.22: Schéma du réfrigérateur solaire hybride à adsorption [13].

Récemment Louajari. M et al. [22] ont développé un modèle mathématique qui permet de connaître de l'effet d'ailettes sur les performances de la machine contient charbon actif-ammoniac et chauffer par l'énergie solaire. Ils ont observé en utilisant des ailettes, les performances est plus grand que sans ailettes et le maximal de COP_s de système atteint de 0.075 avec de diamètre optimal 60mm. Par ailleurs, C. Li et al. [106] a étudié expérimentalement des systèmes à adsorption utilisé le couple (AC-ammoniac). Cette système alimenté par capteur solaire de type cylindre-parabolique voir Figure.I.23. L'optimal COP_s obtenus de l'ordre de 0.08 et permit la production de 50 kg de glace par jour.

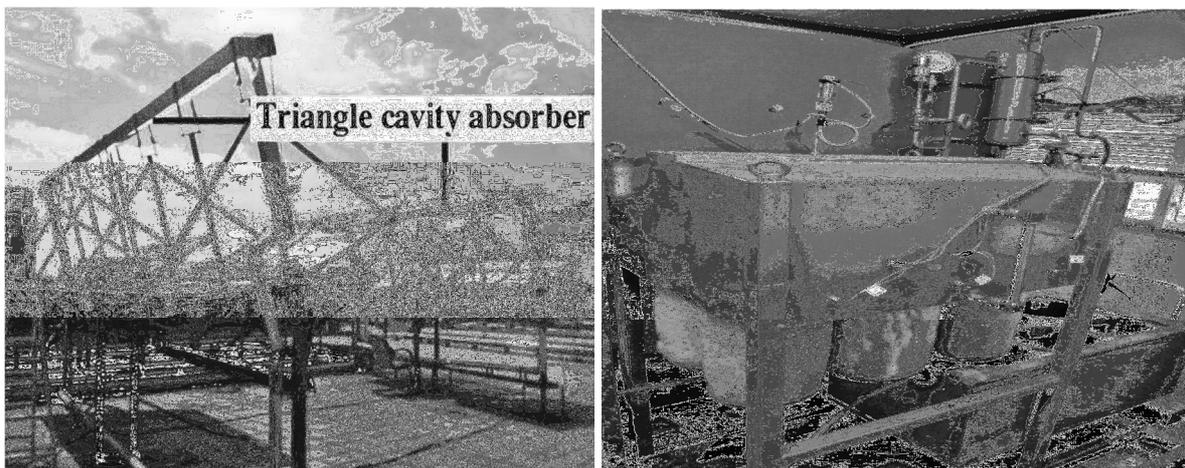


Figure.I.23: Photo d'un système à adsorption couplé avec CCP [106].

I.4.4.4. Le Couple Charbon actif-Méthanol

Le couple le plus étudié dans le domaine de la réfrigération solaire à adsorption est le charbon actif méthanol en raison de sa large capacité d'adsorption à des températures inférieure à 0°C [92].

Une machine solaire à adsorption a été réalisée en France par Meunier où une surface de captation est de 6m^2 contenant 135kg AC. La masse de glace produite à l'évaporateur était de 30 à 35kg et le COP_s entre 0.07 et 0.12 [107].

Medini et al [31] ont fabriqué un prototype de machine industrielle solaire, d'une surface de 0.8m^2 utilisant le couple AC35-méthanol. Les résultats ont montré un rendement de captation de 41%, COP_{th} de 0.41 et COP_s 0.15 en équivalant de 4kg de glace selon un climat réel en Tunisie. Ainsi, en Maroc (site d'Agadir), la société BLM-France a réalisé trois machines à glace solaire durant la période Mai-Juillet 1990, et montré que le COP_s obtenus entre 0.08 et 0.12 avec une masse de glace produite, chaque jour, de 5.2kg par m^2 de surface de captation [108].

Auyawu et Ezekwe [109] ont fabriqué et testé un prototype Figure.I.24 de réfrigération solaire à AC35-méthanol où 1.2m^2 , comme surface de captation, est constituée de 6 tubes en acier inoxydable. La température dans la chambre froide était comprise entre 1°C et 8.5°C . Aussi, Anyanwu et al. [110,111] ont comparé entre les résultats obtenus expérimentalement et ceux de simulation basée sur des hypothèses simplificatrices.

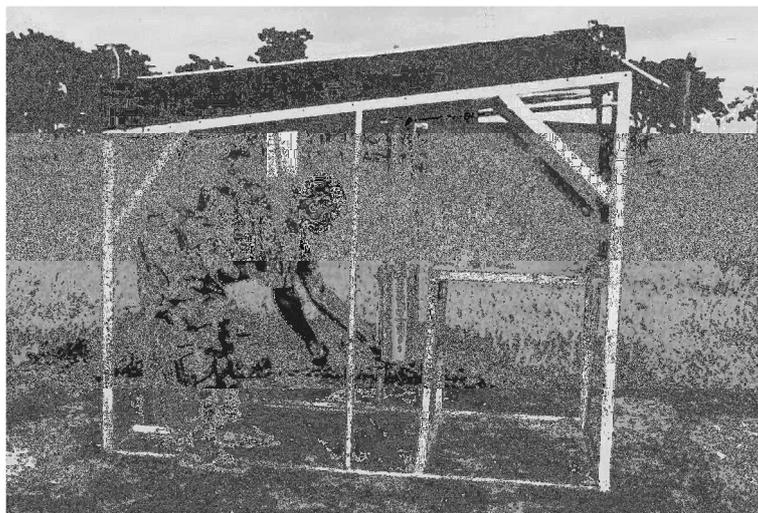


Figure.I.24: Photo du réfrigérateur solaire à adsorption [109].

À l'université de Shanghai en Chine, l'équipe de Li et Wang [112,113] a étudié une installation hybride (chauffe-eau solaire et une machine à adsorption) utilisant le couple (AC-M). L'installation est représentée sur la Figure.I.25.

Dans ce cas d'expérimentation, le générateur sous forme cylindrique est placé dans un réservoir d'eau. Ce système permet, un capteur de surface de captation 2 m^2 , de produire 60 litres d'eau chaude à des températures autour de 80°C et 10kg de glace par jour.

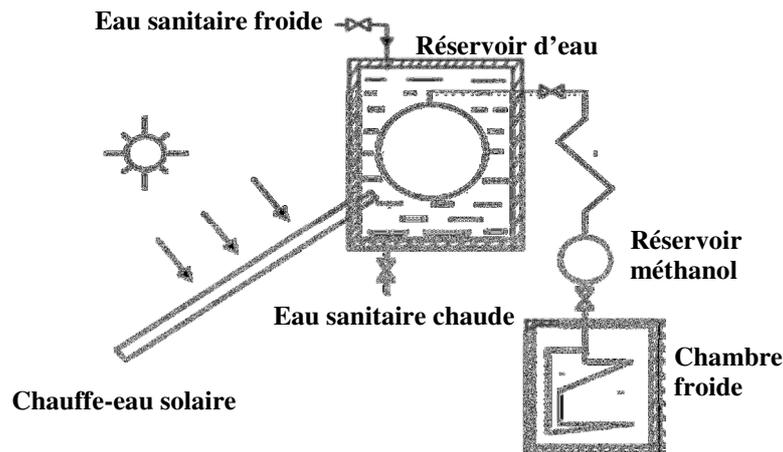


Figure.I.25: Schéma de la machine hybride solaire à adsorption.

Li et Wang [114] au aussi étudié et testé une machine à glace solaire autonome, sans vannes et sans réservoir de méthanol avec des conditions climatiques réelles (voir Figure I-26). La masse de glace produite était de 6 à 7kg et le COP_s entre 0.12 et 0.13 avec le flux entre $18\text{-}22 \text{ MJ/m}^2$. Ensuite, cet équipe propose un modèle mathématique des transferts de chaleur et de masse dans le réacteur solaire pour compare entre le résultat expérimental et simulation [115]. Les résultats calculés en bon accord avec l'expérience.



Figure.I.26 : Photo de la machine solaire à adsorption sans vannes [114].

Lemmini et Errougani [8,9] en Rabat (Maroc), ont construit et testé une machine à glace solaire avec le couple (AC-M) fonction des conditions climatiques méditerranéen (Figure I-27). Les COP_s obtenus étaient entre 0.05 et 0.08, à de température d'évaporateur $-11^{\circ}C$ pour d'insolation $28kJ/m^2$.



Figure.I.27 : Photo de la machine solaire à adsorption [8].

A. P. F. Leite et al [116] a étudié d'abord par simulation numérique d'une machine frigorifique solaire à adsorption avec le couple (AC-M). D'autre part Leite et al [117,118], a réalisé un prototype de réfrigération solaire Figure I.28 a, b, c composé d'un réacteur contient à 8 tube, fabrique en acier placé coté à coté, formant une surface de $1.65m \times 0.61m$, remplié de 21kg de AC. Cette machine produite une quantité de 6.05, 2.10 et 0kg de glace avec des conditions climatique réelle différent en Brésil.

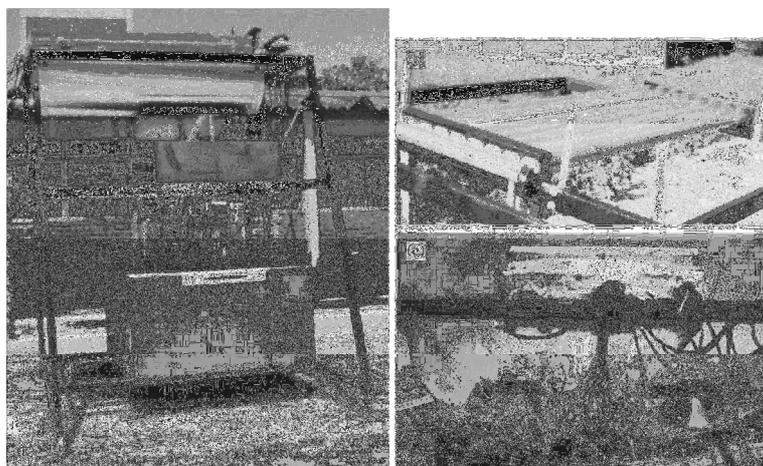


Figure.I.28 :(a) Vue générale du prototype (b) Réacteur multitubulaire (c) Réflecteurs semi-cylindrique [116].

Zhao Huizhong et al [119] en china 2008, a étudié expérimental d'un système à lit d'adsorption sur la condition climatique réelle. Les résultats expérimentaux suivants ont pu être menés à bien: à la valeur du rayonnement solaire entre 15.3 et 17.1 MJ/m², la température du lit d'adsorbant le plus élevé est inférieure à 110°C. Le *COP* a été plus que 0.11 lorsque la température d'évaporation est d'environ -4°C.

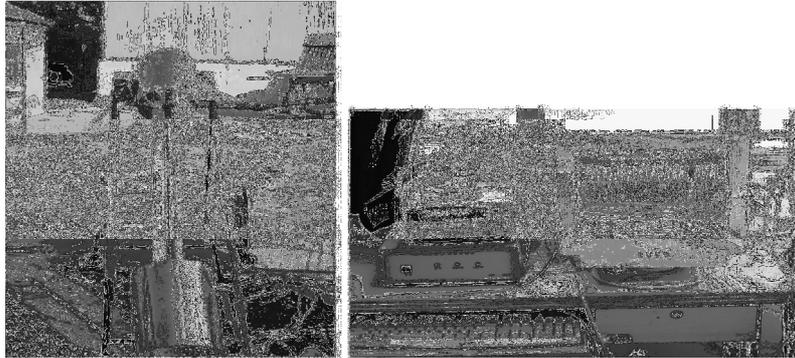


Figure.I.29 : Photo de la machine solaire à adsorption [119].

En climat méditerranéen, Messina, Italie, Vasta et al. [7] ont présenté un modèle de simulation dynamique d'une machine solaire à adsorption où les simulations ont été effectuées pour une année ; Ils ont montré que le *COP_s* varie d'un minimum d'environ 0.045 en Juillet à un maximum de 0.11 en Janvier. Par ailleurs, Santori et al [120] ont conçu et construit une machine solaire à adsorption et ont la testée dans la même région. Ils ont montré que le système (voir Figure.I.3) dans sa configuration de base est capable de produire jusqu'à 5kg de glace par jour avec un *COP_s* de 0.08. En outre, ce système, pourrait se révéler d'une grande aide dans le maintien de la chaîne du froid dans les pays du tiers monde.

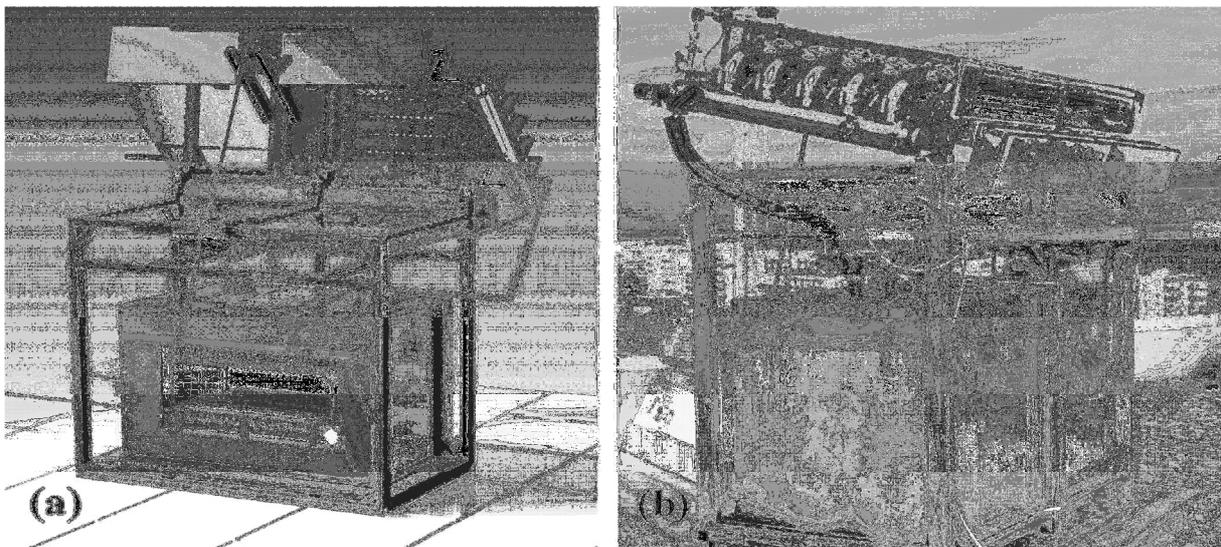


Figure.I.30: Photo de la machine solaire à adsorption [120].

Aussi en 2011, Hassan et al [23], ont proposé un modèle mathématique des transferts de chaleur et de masse unidimensionnels basé sur l'hypothèse uniforme de pression et néglige la résistance de transfert de masse. Avec la variation de température ambiante et la radiation solaire selon le climat canadien, le COP_s obtenue égale 0.21. Aussi bien Hassan et al. [24] ont étudié une nouvelle machine capable de produire du froid continuellement de la journée (24 heures). Généralement, ils ont distingué que cette machine atteint un COP_{th} de 0.60 avec une quantité de froid produite de 9.137MJ et une quantité de chaleur absorbée de 24.16MJ. Ainsi, la production totale de glace quotidienne est de 20.16 kg à $-3^{\circ}C$.

Au cours des dernières années, un groupe de chercheurs a travaillé à l'amélioration de la machine à adsorption solaire, citons :

Naef et al [4], a étudié par simulation numérique d'une machine solaire à adsorption (voir Figure I.31) sur la condition climatique de Dharan, 2011. Les optimisations des résultats montrent que 14.1kg d'AC du type NORITR3-Extra par 1 m^2 de capteur solaire à double vitrage. La machine peut produire à partir de 5kg jusqu'à 13kg de glace par jour avec le COP_s de 0.12 et 0.24 dans les jours chauds et froids, respectivement. Aussi bien Naef et al [121], ont étudié une machine solaire à adsorption sous la condition climatique de Dharan où ils ont trouvé que cette machine produit moins de 3kg pendant les journées chaudes et plus de 5kg de glace/ m^2 de capteur dans les jours froids avec un COP_s qui varie entre 0.077 et 0.17, respectivement.

Xu Ji et al [11], a étudié une nouvelle structure (capteur avec ailette) de machine pour améliorer le transfert de chaleur et de masse dans le capteur (voir Figure.I.32). Utilisant le couple (AC-M) avec un ciel clair, le COP_s maximum est de 0.122 et la quantité de la glace quotidienne est de 6.5kg.

Récemment, en 2015, El Fadar et al. [122] ont étudié par simulation bidimensionnelle d'une machine solaire à adsorption alimentée par capteur plan avec des ailettes rectangulaires (voir Figure.I.33). Les résultats des simulations montrent que, dans les conditions climatiques, d'exploitation et de conception du système, le rendement de système est à peu près invariable avec les changements dans le nombre d'ailettes. Les résultats indiquent également que le COP_{th} est amélioré en augmentant le nombre d'ailettes. Cependant, ils ont constaté qu'il existe une plage optimale de nombre d'ailettes variant de 15 à 20 qui permet d'obtenir une performance optimale; la gamme correspondante d'espacement des ailettes était entre 4 et 5.2 cm.

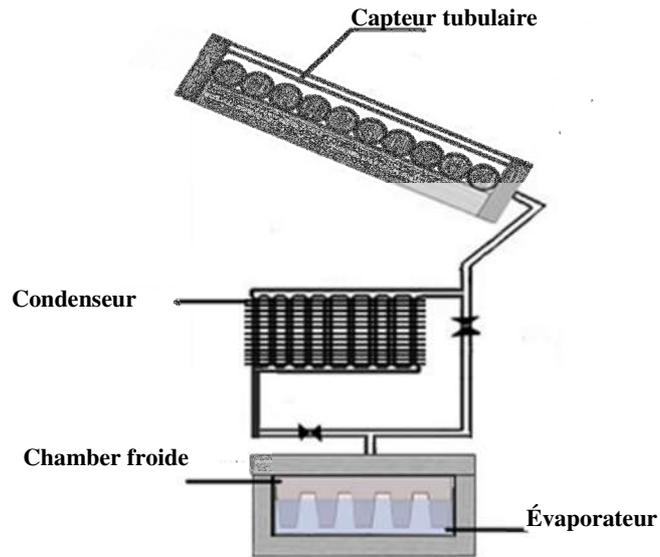


Figure.I.31: Schéma de la machine frigorifique solaire à adsorption [4].



Figure.I.32 : Schéma de tube d'ailette et collecteur de la machine [11].

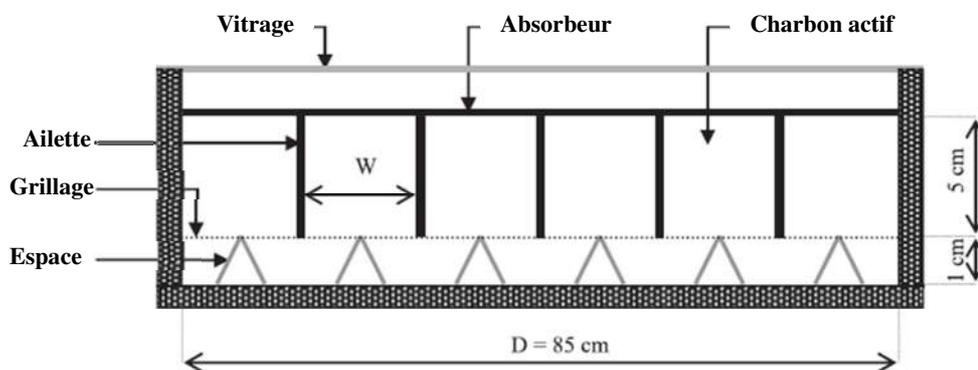


Figure.I.33: Schéma du capteur plan d'ailette rectangulaire [122].

I.5. Conclusion partielle

Dans ce chapitre, nous en concluons que les technologies de réfrigération solaire par sorption peuvent être utilisées pour produire une large gamme de températures de froid.

Les technologies examinées sont intéressantes pour en servir aux besoins de réfrigération, de climatisations et de la production de glace. Les technologies, de sorption, peuvent surtout répondre à la demande de conservation de l'énergie et de la protection de l'environnement.

Ceci renforce davantage notre choix de contribuer à l'étude d'une machine frigorifique basée sur la technologie de sorption. Nous résumons les principaux avantages des machines frigorifiques à adsorption comme suit [3, 6, 123]:

- La machines solaire à adsorption constitué un seul adsorbent, ce qui lui confère les qualités de facilité d'entretien. Donc, des coûts de fonctionnement et d'entretien très réduits.
- Absence de compression mécanique, c'est-à-dire n'a pas de vibration et de bruits.
- La machine utilisés directement l'énergie calorifique et éviter la consommation électrique de la compression.
- L'intermittence du cycle de base associé à ces machines représente une caractéristique utile dans les applications solaires où l'énergie solaire n'est que discontinuement disponible. Ces machines sont donc parfaitement adaptables à cette énergie.
- Le fonctionnement intermittent permet de diminuer le nombre de composant du système.
- La parfaite autonomie.
- La durée de vie de ces machines peut être longue, si l'on s'est prémuni contre la décomposition du frigorigène et contre les phénomènes de corrosion, où la technologie d'adsorption peut loger une source de chaleur à haute température sans corrosion, mais que la corrosion se produit au-dessus de 200°C dans la technologie de l'absorption.

Chapitre II

Théorie descriptives des Phénomènes d'adsorption

*Dans ce chapitre, nous consacrons l'étude thermodynamique du
phénomène d'adsorption en plus définir quelques modèles
principaux qui feront l'objet d'une étude ou analyse
d'une machine à adsorption. Un autre côté,
nous choisissons le couple (adsorbant/réfrigérant)
préférable qui convient
des fonctionnements d'une machine
avec meilleur performance.*

II.1. Rappel sur la théorie de phénomène d'adsorption

II.1.1. Introduction

La modélisation des cycles à adsorption solide nécessite une bonne modélisation du phénomène d'adsorption, ce qui nécessite un choix convenable du modèle qui peut décrire correctement les propriétés d'adsorption du couple à utiliser.

Donc, toutes les cités ci-dessus discutés et détaillés dans ce qui suit:

II.1.2. Définitions du phénomène d'adsorption

L'adsorption est le processus au cours duquel les molécules d'un fluide appelé réfrigérant fixé sur la surface du solide appelé adsorbant au moyen de l'augmentation de la concentration des molécules de ce gaz à la surface du solide par rapport à la quantité totale initiale du gaz, sans modifier le volume de l'adsorbant (Figure II-1). Quand une molécule s'approche d'une surface solide, elle peut se fixer de deux manières [3]:

II.1.2.1. Adsorption chimique

Dans le cas de l'adsorption chimique, le processus résulte d'une réaction chimique avec formation des liens chimiques entre les molécules d'adsorbat (réfrigérant) et la surface de l'adsorbant (solide). Ce lien fort dont l'énergie de liaison est assez grand de l'ordre de 50 à 400 kJ/mol [124]. C'est un phénomène irréversible et favorisée par une haute température.

II.1.2.2. Adsorption physique

Dans ce cas, la liaison des molécules d'adsorbat (réfrigérant) sur le solide d'adsorbant se fait essentiellement par les forces de Van der Waals et les forces dues aux interactions électrostatiques de polarisation, dipôle et quadripôle pour les adsorbants ayant une structure ionique. Cette liaison faible, avec des énergies d'interactions de l'ordre 20kJ/mol [124]. C'est un phénomène réversible c'est-à-dire que les molécules adsorbées peuvent être facilement désorbées en augmentant la température.

L'adsorption d'un gaz par solide comporte trois phase (solide, adsorbée et gazeuse). Ce phénomène s'accompagne d'un dégagement de chaleur s'appelle *chaleur isostérique d'adsorption* due aux interactions entre le solide-molécules et molécules-molécules (voir Figure.II.1).

Le processus inverse, par lequel les molécules adsorbées sur la surface du solide s'en détachent, notamment sous l'action de l'élévation de la température, se nomme la désorption, ce dernier se traduit par la diminution de la concentration des molécules de gaz à la surface par rapport à la concentration totale du gaz adsorbé. Ce processus est endothermique, car le solide libère le gaz lorsqu'on lui apporte de la chaleur [27].

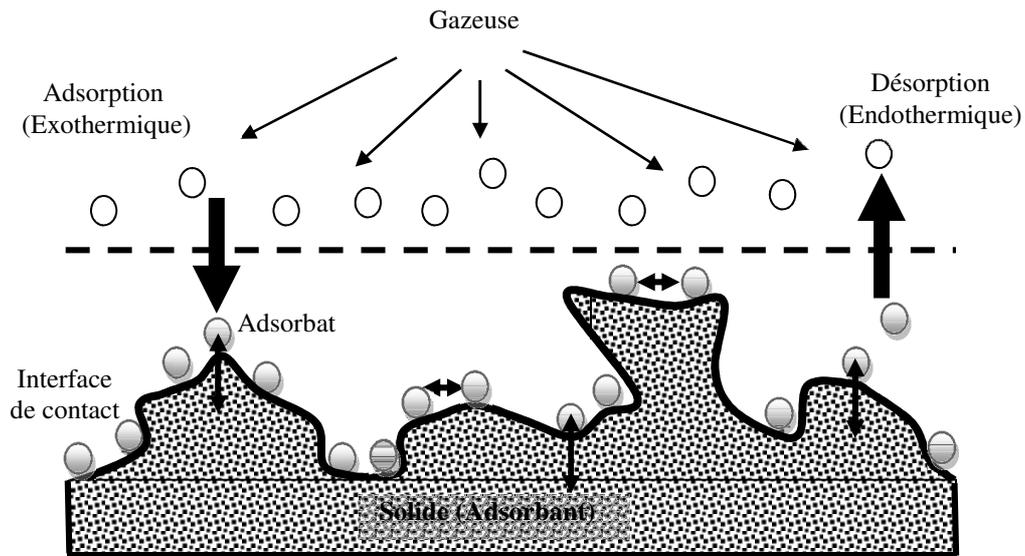


Figure.II.1: Phénomène d'adsorption [27 ,124].

II.1.3. Isothermes d'adsorption et classifications

L'état thermodynamique d'un couple (adsorbant-adsorbat) est caractérisé par une relation divariante entre trois grandeurs : masse (x), pression (P) et température (T).

La détermination de la forme de cette relation est relatée dans la littérature traitant de la thermodynamique de l'adsorption.

On peut constater que l'équilibre peut être décrit de trois façons:

- L'isotherme d'adsorption $x=f(P)_T$
- L'isobare d'adsorption $x=f(T)_P$
- L'isostère d'adsorption $P=f(T)_x$

Les isothermes d'adsorptions présentées ont des formes variables et peuvent être regroupées en cinq types selon leur allure globale d'après la classification de Brunauer, Emmet et Teller [125], présentés dans la Figure.II.2.

Type I : Isotherme de Langmuir qui représente les cas d'adsorption mono moléculaire (monocouche).

Type II : C'est l'isotherme la plus fréquemment rencontrée, quand l'adsorption se produit sur des surfaces non microporeuses ou ayant des macropores, elle est caractéristique d'une supériorité de l'attraction par l'adsorbant vis-à-vis des attractions intermoléculaires de l'adsorbat.

Type III : Ces type représente le phénomène d'adsorption dans lequel l'interaction entre l'adsorbant et les molécules adsorbée est faible par rapport aux interactions adsorbant-adsorbant,

mais suffisante pour accroître la tendance des molécules à s'accumuler à la surface de l'adsorbant.

Généralement, les isothermes **I**, **II** et **III** sont réversibles où la désorption suit la même courbe que d'adsorption.

Type IV, V : Ces types caractérisent bien la présence des micropores et des macropores dans l'adsorbant, les parties correspondantes à des pressions relatives faibles sont analogues à celles des isothermes de types **II** et **III** ; ceci pour le même raison. Mais les parties des isothermes correspondant à des pressions relatives supérieures pourraient s'exprimer par le remplissage des capillaires se terminant à une pression inférieure à la pression de saturation à cause de force d'interaction très développées régnant dans ces capillaires, provoquant une condensation rapide de l'adsorbat [48].

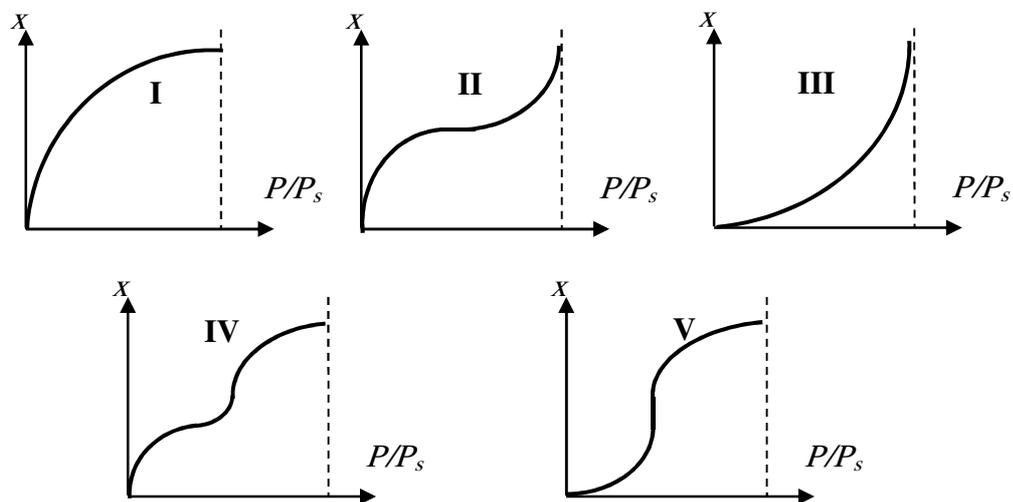


Figure.II.2: Les différents types d'isothermes d'adsorption [48].

Plusieurs modèles d'isothermes d'adsorption ont été développés, basés soit sur une approche de surface qui considère que l'adsorption est un phénomène de surface, soit sur une approche de volume qui considère que l'adsorption est un phénomène de remplissage de volume. Parmi les approches les plus courantes de la théorie d'adsorption physique citons [3]:

II.1.3.1. Le modèle de Langmuir

Langmuir en 1916 développée le modèle d'adsorption mono moléculaire fondé sur des bases théorique en faisant les hypothèses suivantes [126]:

- La chaleur d'adsorption est la même pour toutes les molécules de l'adsorbat.
- Les interactions intermoléculaires de la phase adsorbée sont négligeables.
- L'adsorption de produit en une seule couche (voir Figure.II.3).

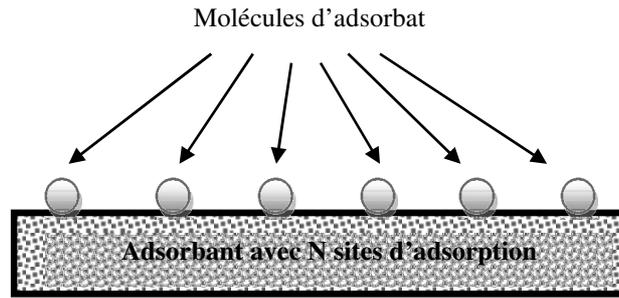


Figure.II.3 : Modèle d'adsorption en monocouche [126].

Langmuir a proposé l'équation suivante dans le cas d'une adsorption mono moléculaire [46]:

$$\theta = \frac{x}{x_0} = \frac{bP}{1 + bP} \quad (\text{II-1})$$

Où ; θ est le taux de recouvrement de la surface.

x la masse de l'adsorbant

x_0 la masse de l'adsorbant maximal pour former une monocouche

P la pression d'équilibre d'adsorption

b la constante de Langmuir

Le paramètre b dépend de la température selon la relation de Van't Hoff [3]:

$$b = b_0 \exp\left(\frac{\Delta H}{RT}\right) \quad (\text{II-2})$$

ΔH est la chaleur d'adsorption.

Le modèle de Langmuir décrit les isothermes d'adsorption de type I avec une saturation vers une pression infinie. Il ne représente bien le phénomène d'adsorption que lorsque les interactions sont fortes et voisines des liaisons chimique. Il est uniquement valable pour une surface d'adsorption homogène [127]. Donc, ce modèle insuffisant.

II.1.3.2. Le modèle de Brunauer, Emmet et Teller (B, E, T)

Elle est basée sur l'hypothèse que l'adsorbant est recouvert de couches multimoléculaires (multicouches), ces auteurs B.E.T [46] ont utilisé le postulat de Langmuir en supposant que:

- La chaleur d'adsorption dégagée à chaque couche, exceptée pour la monocouche, est égale à la chaleur molaire de condensation.
- Excepté pour la monocouche, les conditions d'évaporation-condensation à la surface libre sont identiques.

- A la pression de saturation P_s , l'adsorption est entièrement due à la condensation capillaire.

Les interactions gaz-gaz et gaz-solide sont prises en considération et chaque molécule adsorbée dans une couche est un site d'adsorption pour une molécule de la couche suivante (voir la Figure.II.4) [27].

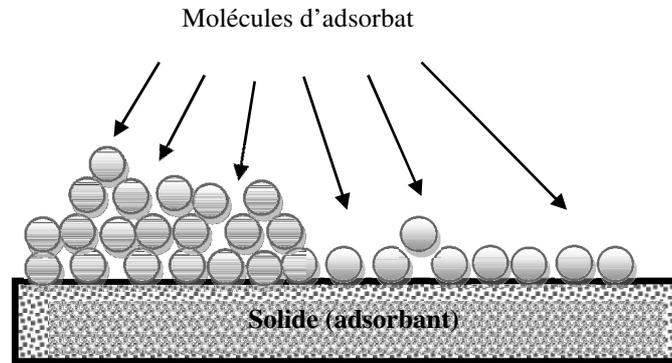


Figure (II-4) : Modèle d'adsorption en multicouches [3, 46].

Ce modèle fait intervenir un recouvrement par superposition de couches et est décrit par l'équation suivante, proposée par B.E.T:

$$\frac{P_v}{w(P_s - P_v)} = \frac{1}{w_0 C_b} + \frac{(C_b - 1) P_v}{w_0 C_b P_s} \quad \text{(II-3)}$$

Où P_v : pression de vapeur de l'adsorbat mesurée,

P_s : pression de saturation à la température mesurée,

C_b : constante de B.E.T, fonction de la chaleur d'adsorption,

w_0 : est le volume maximal adsorbable.

Le modèle de B. E. T représente de façon satisfaisante les isothermes de type **II** et **III**.

Brunauer, Emmet et Teller ont réalisé des progrès notables par rapport à la théorie originale de Langmuir. Cependant, il reste encore des détails où les deux théories ne tiennent pas compte de l'interaction intermoléculaire de l'adsorbat ou de l'inhomogénéité de la surface adsorbant. Ce qui oblige les chercheurs à trouver une solution alternative tels que les modèles thermodynamiques.

II.1.3.3. Modèle thermodynamique

Il s'agit de modèle où le concept de recouvrement en surface, dans le modèle moléculaire, est remplacé par la notion de remplissage en volume des pores notamment pour les adsorbants contenant un grand nombre de micropores avec l'application de la théorie du potentiel de POLANYI [128,129].

Avec cette approche, on considère que les interactions entre les molécules d'adsorbat et la surface d'adsorbant sont déterminées par un champ de potentiel et que le volume d'adsorbat w est uniquement une fonction du potentiel de ce champ ε (voir Figure.II.5):

$$w=f(\varepsilon) \tag{II-4}$$

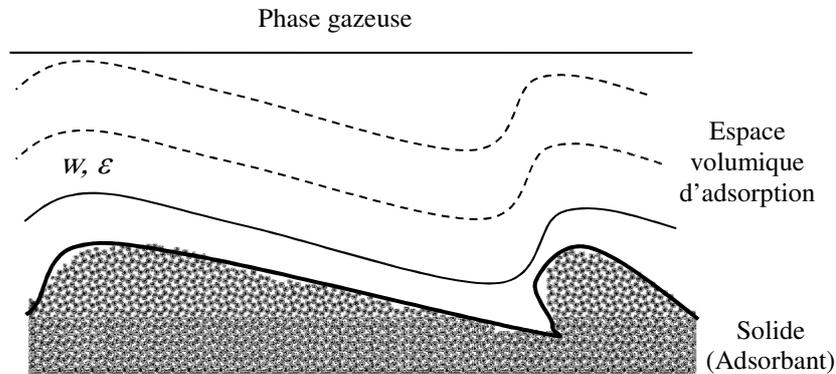


Figure.II.5 : Phénomène d'adsorption selon le modèle de POLANYI [3, 46]

Le potentiel ε défini comme étant le travail nécessaire pour faire passer une molécule de l'adsorbat de la phase gazeuse à la pression P_s jusqu'à la phase adsorbée à la pression d'équilibre P , qui règne au voisinage de la surface adsorbant à la même température :

$$\varepsilon = \int_P^{P_s} w dP = \int_P^{P_s} RT \frac{dP}{P} = RT \ln \frac{P_s}{P} \tag{II-5}$$

Le modèle empirique proposé par Dubinin-Radushkevich (D-R) est donné par [130]:

$$w = w_0 \exp \left[-k \left(\frac{\varepsilon}{\ell} \right)^2 \right] \tag{II-6}$$

Avec w le volume occupé par la phase adsorbée

w_0 le volume maximal adsorbable

ℓ le coefficient d'affinité

k une constante caractéristique de la distribution des pores de l'adsorbant.

En substituant ε par son expression d'après la théorie de POLANYI (Équation.II.5), on obtient l'équation de l'isotherme d'adsorption de gaz sur un solide microporeux:

$$w = w_0 \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^2 \right] \tag{II-7}$$

$D = \frac{kR^2}{\rho^2}$ est une constante qui caractérise le couple (adsorbant/réfrigérant).

Donc, la masse adsorbée est donnée par:

$$x = w_0 \rho_m(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^2 \right] \quad (\text{II-8})$$

Un autre modèle utilisant la même approche est proposé par Dubinin-Astarkhav (D-A) [131]. Qui introduit un paramètre supplémentaire «*n*» lié à la distribution des tailles de pores. La forme plus générale de l'équation.II.8) est donnée par:

$$x(T, P) = w_0 \rho_m(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^n \right] \quad (\text{II-9})$$

II.1.4. Chaleur isostérique d'adsorption

Selon précédente, l'adsorption est un processus exothermique qui se produit donc avec un dégagement de chaleur.

L'adsorption d'un gaz sur un solide est un processus spontané qui s'accompagne donc d'une diminution d'enthalpie libre de GIBBS du système ($\Delta G < 0$). En s'adsorbant, le gaz perd des degrés de liberté. Par conséquent, son entropie diminue ($\Delta S < 0$) et conformément deuxième principe de la thermodynamique dont l'équation est [132] :

$$\Delta H = \Delta G + T\Delta S \quad (\text{II-10})$$

Où ; ΔH est l'enthalpie ou chaleur isostérique d'adsorption.

La chaleur isostérique d'adsorption peut être décomposée en deux termes qui correspondent aux deux étapes (condensation et adhésion) habituelles du passage de la phase gazeuse à la phase adsorbée :

$$\Delta H = \Delta H_{\text{Con}} + \Delta H_{\text{adhésion}} \quad (\text{II-11})$$

$\Delta H_{\text{Condensation}}$ ne fait intervenir que les propriétés de l'adsorbat, tandis que $\Delta H_{\text{adhésion}}$ étant la plus intéressante, est directement liée aux interactions adsorbant/adsorbat.

Généralement les isostères sont représentées par l'équation empirique de type Clausius Claperons [132] :

$$\left[\frac{dP}{dT} \right]_x = \frac{\Delta H}{T\Delta V}$$

(II-12)

ΔV est la variation de volume molaire entre la phase gazeuse et la phase adsorbée. Si l'on néglige le volume molaire du corps adsorbé en comparaison avec celui dans la phase gazeuse, et si on suppose que le gaz est parfait, on peut écrire :

$$\Delta V = \frac{RT}{P} \quad (\text{II-13})$$

Cette relation permet de modifier la précédente équation :

$$\left[\frac{d \ln P}{dT} \right]_x = \frac{\Delta H}{RT^2} \quad (\text{II-14})$$

L'intégration de l'équation (II.14) permet d'écrire :

$$\ln P = -\frac{\Delta H}{RT} + C \quad (\text{II-15})$$

Où C est constant d'intégration.

La quantité ΔH peut donc être déterminée à partir d'une droite représentant la variation de $\ln P$ en fonction de $(-1/T)$ dans le diagramme de Clapeyron (Figure.II.6).

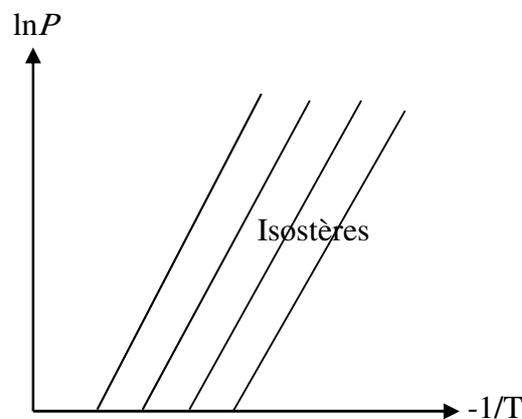


Figure.II.6: Détermination de la chaleur isostérique d'adsorption

Des exemples d'équation d'équilibre et de chaleur d'adsorption sont donnés dans le Tableau .II.1) pour différents couples de travail (adsorbant/adsorbat):

II.1.4.1. Chaleur isostérique d'adsorption selon le modèle de Dnbinin-Astakhov (D-A)

La chaleur isostérique d'adsorption est une donnée primordiale pour le calcul des bilans énergétique d'un cycle à adsorption, rappelant que celle-ci est reliée aux isothermes

d'adsorption par l'équation de Clapeyron, il est possible d'écrire à partir de l'équation (II-14) [27, 48]:

$$\Delta H = RT^2 \left[\frac{d \ln P}{dT} \right]_x \quad \text{(II-16)}$$

La pression d'après d'équation (II-9) peut s'écrire sous la forme :

$$\ln P = \ln P_s(T) - \frac{1}{T} \left[\frac{1}{D} \ln \left(\frac{w_0 \rho_m(T)}{x} \right) \right]^{\frac{1}{n}} \quad \text{(II-17)}$$

La dérivation par rapport à la température T et la masse adsorbée constante x donne :

$$\frac{\partial \ln P}{\partial T} = \frac{\partial \ln P_s}{\partial T} + \ln \frac{P_s}{P} \left[T^{-1} - \frac{1}{nD} \frac{d \ln \rho_m(T)}{dT} \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^{-n} \right] \quad \text{(II-18)}$$

La multiplication de chaque terme de l'équation (II-18) par $(RT)^2$, donne la chaleur isostérique d'adsorption ΔH en fonction de la pression et de la température:

$$\Delta H = \frac{RT^2}{P_s(T)} \frac{d[P_s(T)]}{dT} - \frac{RT \left[T \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) \right]^{1-n}}{nD \rho_m(T)} \frac{d[\rho_m(T)]}{dT} + RT \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) \quad \text{(II-19)}$$

Tableau.II.1 : Exemples d'équations d'équilibre et des chaleurs d'adsorption [3, 133, 134]

Adsorbant-adsorbat	Equation d'état d'équilibre	Chaleur d'adsorption
Zéolithe 13X-eau	$\ln \left(\frac{P}{P_s} \right) = \sum a_n x^n + \frac{1}{T} \sum b_n x^n$	$\sum b_n x^n$
Gel de silica-eau	$x = K \left(\frac{P}{P_s} \right)^n$ $\ln P_s = 25.1948 - \frac{5098.26}{T}$	Constante
Charbon actif-méthanol Charbon actif-ammoniac	$w = w_0 \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^n \right]$	$\Delta H = R \frac{\ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)}{\left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right)}$
Charbon actif-méthanol	$x = w_0 \rho_m(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s}{P} \right)^n \right]$	$\Delta H = RT^2 \left[\frac{d \ln P}{dT} \right]_x$

II.1.5. Choix du couple (adsorbant-réfrigérant)

Plusieurs couples ont été utilisés dans le domaine de production de glace (chapitre I). Cependant, la sélection de ces derniers est essentielle car l'efficacité de la machine dépend de

certaines caractéristiques physiques et chimiques prépondérantes, telles les conditions thermodynamique (température et pression...etc.), la complexité dans la manipulation et les soucis environnementaux ...etc [27, 48].

Le couple adsorptif est composé d'un adsorbant et adsorbat (réfrigérant), une étude séparée de chaque partie du couple est nécessaire:

II.1.5.1. Caractéristique et choix de l'adsorbant

Le choix de l'adsorbant (charbon actif) dans l'étude du phénomène d'adsorption est vaste, mais peut être limité dans le domaine de la réfrigération solaire à adsorption par certains critères, citons [132,135]:

- ✓ Les corps utilisés en tant qu'adsorbants sont des matériaux poreux ou microporeux qui présentent une très grande surface spécifique. Les principales caractéristiques physiques des différents adsorbants utilisés dans l'adsorption sont données dans le Tableau (II-2):

Tableau.II.2: Principales caractéristiques physiques des adsorbants [127].

Adsorbant	Surface spécifique (m ² /g)	Taille des pores (nm)	Porosité interne
Charbon actifs	400 à 2000	1.0 à 4.0	0.4 à 0.8
Tamis moléculaire 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

- ✓ L'adsorbant doit avoir une grande capacité d'adsorption à la température de l'environnement et basse pression, mais une faible capacité d'adsorption à la température maximum du système et haute pression pour obtenir une grande quantité de production du froid ;
- ✓ Faible chaleur spécifique et bonne conductivité thermique;
- ✓ Non toxique et non corrosif;
- ✓ Il faut que l'adsorbant soit chimiquement compatible avec l'adsorbat choisi et aille des pores des dimensions proches à celle des molécules de l'adsorbat;
- ✓ Un coût abordable et largement disponible.

II.1.5.2. Caractéristique et choix de réfrigérant

Le choix de l'adsorbant (réfrigérant) dans l'étude de la machine de réfrigération solaire à adsorption est basé sur les critères suivants [27, 51]:

- ✓ Possède une chaleur latente de vaporisation élevée afin de produire le maximum de froid à l'évaporateur ;
- ✓ La molécule facilement adsorbable par l'adsorbant choisi;
- ✓ Faible viscosité et une grande conductivité thermique;
- ✓ Stable chimiquement dans l'intervalle des températures d'utilisation;
- ✓ Compatibilité avec le matériau de construction du système;
- ✓ Et sa pression doit être supérieure à la pression atmosphérique pour éviter des problèmes techniques tels que les fuites ;
- ✓ Un coût raisonnable et disponible à l'échelle industrielle;
- ✓ Sans aucun effet négatif sur l'environnement;

Parmi les adsorbats (réfrigérants), neutre pour l'environnement, utilisés dans les systèmes frigorifiques à adsorption on peut citer l'eau, méthanol et l'ammoniac.

Tableau (II-3) donne les propriétés thermodynamique de ces adsorbats (réfrigérants). L'eau, possédant la meilleure chaleur latente de vaporisation, a l'avantage d'avoir une grande stabilité et d'être non toxique. Sa prise en glace à 0°C, limite son utilisation pour la production de froid aux basses températures.

L'ammoniac et le méthanol, de chaleur latente inférieure à celle de l'eau, ont l'avantage sur ce dernier de pouvoir produire du froid à des températures plus basses.

Tableau.II.3: Propriétés thermodynamiques de l'eau, méthanol et l'ammoniac [3,136].

Adsorbant	Température (°C)	Chaleur latente de vaporisation (kJ/kg)	Pression vapeur (bar)
Eau	0	2485	0.0063
	20	2442	0.0236
	40	2397	0.0747
Méthanol	-50	1190	0.01
	-10	1182	0.04
	30	1155	0.25
Ammoniac	-30	1359	1.195
	-10	1296	2.909
	30	1146	11.665

Il est important de noter que l'eau et le méthanol ont de faibles pressions d'utilisation, et nécessitent des unités hermétiques fonctionnant sous vide. Par contre l'ammoniac présentant des pressions de fonctionnement élevées pose des problèmes de sécurité au niveau de l'installation.

Basé sur les critères de choix cités antérieurement, les couples les plus étudiés dans le cas de la production du froid sont [82]; *Charbon actif/méthanol*, *Charbon actif/ammoniac*, *Zéolithe/eau* et *Silicagel/eau*.

Critoph et al [19,51] ont étudié la machine frigorifique à adsorption employant le couple *Charbon actif/méthanol*, et conclu que le charbon actif a donné plus grand coefficient de performance (*COP*) si le méthanol est utilisé comme réfrigérant. Le couple *Charbon actif/méthanol* est plus approprié en comparaison avec la *Zéolite-eau* comme il a été observé par Meunier et al. [20]. Aussi selon la recherche faite par Anyanwu [21] où il a proposé le méthanol comme adsorbat favorisé par rapport aux autres réfrigérants, car une dissociation chimique du méthanol commence à se produire à des températures inférieure à 100°C, pour éviter les problèmes causés par la décomposition du méthanol supérieure à 120°C si les tubes de cuivre sont utilisés comme adsorbent [4].

II.2. Conclusion partielle

Dans ce chapitre, nous en concluons que le choix du modèle thermodynamique des états d'équilibre via le modèle proposé par Dubinin-Astakhov (D-A), est le plus compatible dans le cadre de cette travail, en plus l'application de ce modèle nécessite une connaissance des caractéristiques thermodynamiques du couple utilisé (charbon actif/réfrigérant). Nous avons aussi adaptée le méthanol comme réfrigérant du fait que dans le littérature le méthanol reste le meilleur adsorbat comparé à ceux existants jusqu'à présent.

Chapitre III

Étude de rayonnement solaire

*L'énergie solaire est le moteur de toutes les grandes sources
naturelles d'énergie.*

*Ce chapitre sera consacré à l'étude du potentiel solaire
dans la région saharienne d'Algérie d'une part,
et le rayonnement solaire instantané
reçu par la surface du
capteur/adsorbeur, d'autre part.*

III.1. Introduction

Le gisement solaire est un ensemble de données décrivant l'évolution du rayonnement solaire disponible dans un site donné et au cours d'une période donnée.

Dans notre travail, pour évaluer la performance d'une machine frigorifique solaire à adsorption, il est nécessaire de connaître les données climatiques du site (la région d'EL Oued) où la machine se trouve, notamment le rayonnement global chaque instant de la journée. Pour cette raison, nous avons jugé nécessaire de présenter dans ce chapitre l'une des méthodes qui existe dans la littérature pour estimer le rayonnement global instantané reçu par une surface du capteur/adsorbeur.

III.2. Le soleil

Le soleil est une étoile de forme pseudo sphérique dont le diamètre atteint 1391000km sa masse est de l'ordre de 2.10^{27} tonnes. composé de matière gazeuse, essentiellement de l'hydrogène et de l'hélium, il est le siège de réactions de fusion nucléaire permanentes, elles transforment à chaque seconde 564.106tonnes d'hélium, la différence de 4 millions de tonnes est dissipée sous forme d'énergie ($E= mC^2$), ce qui représente une énergie totale de $36 \cdot 10^{22}$ kW. La terre étant à une distance de 150.10^6 km du soleil, elle reçoit une énergie de $1.8 \cdot 10^{17}$ W [137].

III.3. Le mouvement de la terre autour du soleil

La trajectoire de la terre autour du soleil est une ellipse dont le soleil est l'un des foyers. Le plan de cette ellipse est appelé l'écliptique.

L'excentricité de cette ellipse est faible, ce qui fait que la distance terre-soleil ne varie que de $\pm 1.7\%$ par rapport à la distance moyenne qui est de $149 \cdot 675 \cdot 10^6$ km.

La terre tourne également sur elle-même autour d'un axe appelé l'axe des pôles et passant par le centre de la terre appelé l'équateur. L'axe des pôles n'est pas perpendiculaire à l'écliptique en fait l'équateur et l'écliptique font entre eux un angle appelé inclinaison de l'ordre de $23^\circ 27'$ [138].

III.4. Données astronomiques

III.4.1. Les coordonnées géographiques [139]

III.4.1.1. Latitude du lieu (Φ)

La distance angulaire d'un point quelconque du globe par rapport l'équateur ($0-90^\circ$ dans l'hémisphère nord), mesuré en degré.

III.4.1.2. Longitude (L)

C'est l'éloignement par rapport au méridien de Greenwich, mesuré en degré.

III.4.1.3. L'altitude (Z)

L'altitude d'un point correspond à la distance verticale entre ce point et une surface de référence théorique (niveau moyen de la mer=0), il est mesuré en mètre.

III.4.2. Les coordonnées horaires

III.4.2.1. La déclinaison (δ)

C'est l'angle fait par le plan de l'équateur avec celui de l'écliptique. Elle varie au cours de l'année de $+23^{\circ}27'$ à $-23^{\circ}27'$ et détermine l'inégalité des durées des jours. Elle s'obtient à partir de la formule suivante [138]:

$$\delta = 23.45^{\circ} \sin(0.980^{\circ}(j + 28)) \quad (\text{III-1})$$

Où : j : est le numéro du jour de l'année.

III.4.2.2. L'angle horaire (ω)

L'angle horaire du soleil ω est le déplacement angulaire du soleil autour de l'axe polaire, dans sa course d'Est en Ouest, par rapport au méridien local. La valeur de l'angle horaire est nulle à midi solaire, négative le matin, positive l'après-midi et augmente de 15° par heure (un tour de 360° en 24 heures).

L'angle horaire est lié au temps solaire vrai t_s par [140]:

$$\omega = 15(t_s - 12) \quad (\text{III-2})$$

Où, ω est exprimé en radians et t_s en heures.

L'angle horaire de coucher du soleil ω_s est défini comme l'angle horaire du soleil à l'heure de son coucher. Il est donné par l'équation suivante:

$$\cos(\omega_s) = -\tan(\phi)\tan(\delta) \quad (\text{III-3})$$

III.4.3. Les coordonnées horizontales

Le repérage du soleil se fait par l'intermédiaire de deux angles:

III.4.3.1. Hauteur angulaire du soleil (h)

La hauteur du soleil est l'angle entre la droite joignant le centre du disque solaire ou point d'observations et le plan horizontal, passant par le point d'observations.

$$\sin(h) = \sin(\phi)\sin(\delta) + \cos(\phi)\cos(\omega)\cos(\delta) \quad (\text{III-4})$$

III.4.3.2. L'azimut (ψ)

C'est l'angle mesuré dans le sens des aiguilles d'une montre entre le point cardinal sud (dans l'hémisphère sud) et la projection sur le plan horizontal local de la droite reliant la terre au soleil. L'angle est mesuré dans le sens des aiguilles d'une montre dans l'hémisphère nord et

dans le sens contraire dans l'hémisphère sud. En utilisant les projections sur le plan horizontal du point d'observation [138].

$$\sin(\psi) = \frac{\cos(\delta)\sin(\omega)}{\cos(h)} \quad (\text{III-5})$$

Où: ω : l'angle horaire solaire.

Ces deux angles sont représentés sur la Figure (III-1):

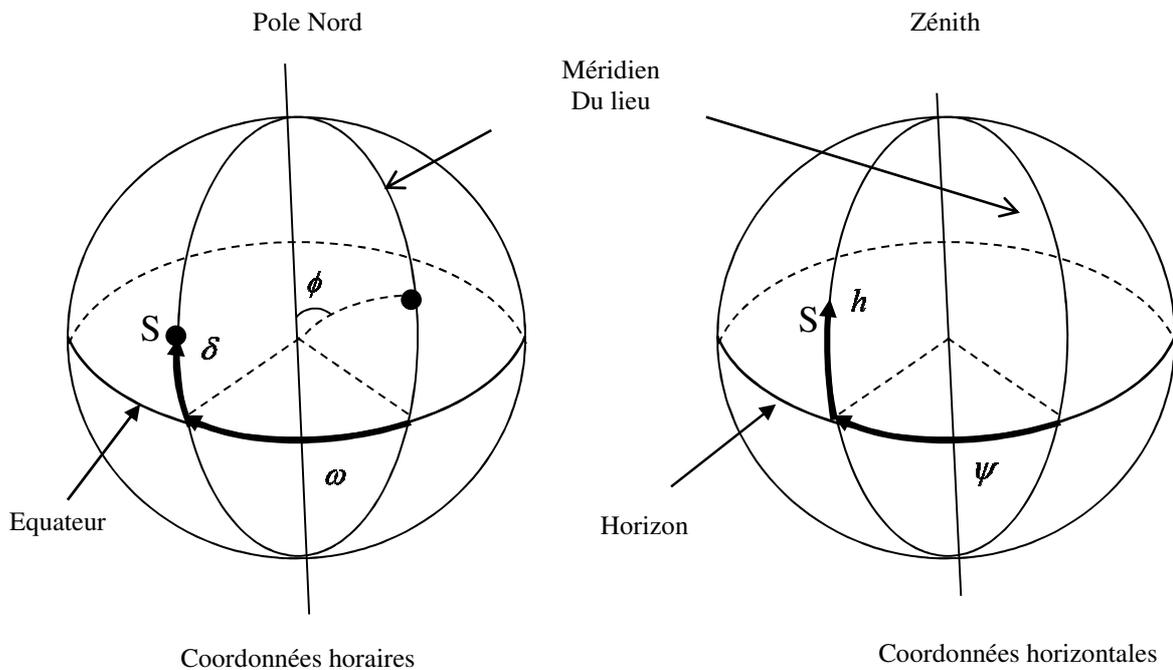


Figure (III-1): Deux systèmes de coordonnées sphériques [138]

III.5. Le rayonnement solaire

III.5.1. Estimation de rayonnement solaire instantané reçu par une surface inclinée

On est intéressé, du point de vue utilisation de l'énergie, par l'énergie reçue au voisinage du sol qu'à la limite de l'atmosphère terrestre. Le rayonnement solaire arrivant au sol se compose de (voir la Figure.III.2) [139]:

- Le rayonnement solaire direct se définit comme étant le rayonnement provenant directement du soleil. Il est donc nul lorsque le soleil est occulté par les nuages.
- Le rayonnement solaire diffus résulte de la diffraction du rayonnement solaire par les nuages et les particules en suspension dans l'atmosphère. Il n'est donc nul que la nuit.
- Le rayonnement diffus réfléchi par le sol.

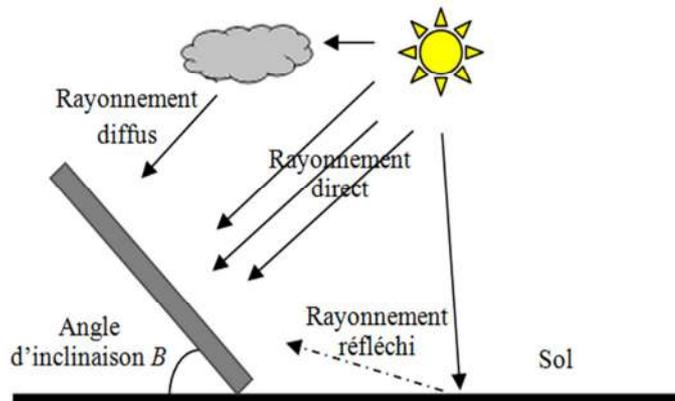


Figure.III.2: Composantes du rayonnement solaire globale sur une surface inclinée

a) Rayonnement direct sur une surface inclinée

La relation calculant le rayonnement direct est [139]:

$$I_{dir} = I_{dir,h} \cos(i) \quad (\text{W/m}^2) \quad \text{(III-6)}$$

Où :

i : angle d'incidence. définit comme suit:

$$\begin{aligned} \cos(i) = & \sin(\delta)\sin(\phi)\cos(\beta) + \cos(\delta)\cos(\phi)\cos(\beta)\cos(\varpi) + \cos(\delta)\sin(\beta)\sin(\alpha)\sin(\varpi) \\ & \sin(\delta)\cos(\phi)\sin(\beta)\cos(\alpha) + \cos(\delta)\sin(\phi)\sin(\beta)\cos(\alpha)\cos(\varpi) \end{aligned} \quad \text{(III-7)}$$

β : angle d'inclinaison du capteur .

Pour une surface regardant l'équateur $\beta > 0$.

Orientée au sud, on a $\alpha = 0$ et $\cos(i)$ s'écrit:

$$\cos(i) = \cos(\phi - \beta)\cos(\delta) + \cos(\varpi) + \sin(\phi - \beta)\sin(\delta) \quad \text{(III-8)}$$

Dans une surface orientée vers l'équateur $\alpha = 0$, inclinée d'un angle β sur l'horizontal se comporte vis-à-vis du rayon solaire comme une surface horizontale orientée vers l'équateur et située à la latitude $(\phi - \beta)$ [140].

$I_{dir,h}$: est le flux direct reçu par un plan horizontal.

$$I_{dir} = G_{SG} C \tau_{dir} \quad (\text{W/m}^2) \quad \text{(III-9)}$$

Avec :

G_{SC} La constante solaire, $G_{SC}=1367\text{W/m}^2$

$$C = 1 + 0.033\text{Cos}(360d / 365) \quad \text{(III-10)}$$

d : numéro du jour dans l'année.

τ_{dir} : coefficient de transmission du rayonnement direct.

En pratique, nous définissons l'état du ciel par deux coefficient A et B , qui symbolisent le trouble atmosphérique du lieu . la transmissivité totale de la couche atmosphérique, pour le rayonnement direct, s'écrit :

$$\tau_{dir} = A \exp\left(-\frac{B}{\text{Sin}h}\right) \quad \text{(III-11)}$$

A et B sont des constantes tirées à partir du tableau suivant :

Tableau.III.1: valeur de A et B

	Ciel pur	Conditios normales	Zons industrielles
A	0.87	0.88	0.91
B	0.17	0.26	0.43

b) Rayonnement diffus sur une surface inclinée

Le rayonnement solaire diffus, ou ce dernier sera considéré par la suite comme un rayonnement direct avec un angle d'incidence de 60° . Il englobe deux flux [139]:

- l'un émis dans la voute céleste et qui atteint le capteur .
- l'autre en provenance du sol est reçu par le capteur.

Le premier est donné par la relation:

$$I_{dif,S} = I_{dif,h} \left(\frac{1 + \text{Cos}\beta}{2} \right) \quad (\text{W/m}^2) \quad \text{(III-12)}$$

Et le second par:

$$I_{dif,S} = \tau_{sol} \left(\frac{1 - \text{Cos}\beta}{2} \right) (I_{dif,h} \text{Sin}h + I_{dif;h}) \quad (\text{W/m}^2) \quad \text{(III-13)}$$

Avec : τ_{sol} l'albédo du sol.

$I_{dif,h}$: le flux diffus reçu par un plan horizontal, il est donné par la relation suivante:

$$I_{dif,h} = G_{SG} C \text{Sin}(h) C \tau_{dif} \quad (\text{W/m}^2) \quad \text{(III-14)}$$

τ_{dif} : coefficient de transmission du rayonnement diffus donné comme suit:

$$\tau_{dif} = 0.2710 - 0.2939\tau_{dir} \quad (\text{III-15})$$

Enfin:

$$I_{dif} = I_{dif,C} + I_{dif,S} \quad (\text{W/m}^2) \quad (\text{III-16})$$

c) Rayonnement réfléchi

Le rayonnement réfléchi par le sol, souvent très inférieur au rayonnement diffus du ciel, et il est donné par [139]:

$$I_{réf} = \tau_{Sol} F_{réf} I_{dif,h} \quad (\text{III-17})$$

$F_{réf}$: représente le facteur d'inclinaison du rayonnement réfléchi.

Si le ciel est clair, il est donné par : $F_{réf}=0$

Si le ciel est couvert, il est donné par : $F_{réf} = \frac{1}{2}(1 - \cos \beta)$

d) Rayonnement global

Le rayonnement solaire global instantané sur une surface inclinée (I_T) est donné par:

$$I_G = I_{dir} + I_{dif} + I_{réf} \quad (\text{W/m}^2) \quad (\text{III-18})$$

e) Calcul de la Température ambiante

La détermination de la température ambiante se fait à l'aide d'une fonction sinusoïdale, où nous avons choisi d'utiliser les données de l'atlas solaire Algérien et notons aussi que la simulation n'est pas effectuée sur 24 heures, on se limite à l'intervalle dans lequel le soleil arrive sur du capteur [131].

$$T_{amb} = \left[\frac{T_{aMax} - T_{aMin}}{2} \right] \cdot \text{Sin} \left[\frac{(t - 8) \cdot \pi}{12} \right] + \left[\frac{T_{aMax} + T_{aMin}}{2} \right]$$

T_{aMax} : étant la température maximale journalière moyenne du mois considéré (°C).

T_{aMin} : étant la température minimale journalière moyenne du mois considéré (°C).

t : est le temps local

III.6. Le gisement solaire en Algérie

Le gisement solaire est un ensemble de données décrivant l'évolution du rayonnement solaire disponible au cours d'une période donnée. Il est utilisé pour simuler le fonctionnement d'un

système énergétique solaire et faire un dimensionnement le plus exact possible compte tenu de la demande à satisfaire [140].

De par sa situation géographique, l’Algérie dispose d’un gisement solaire énorme comme le montre la Figure (III-4):

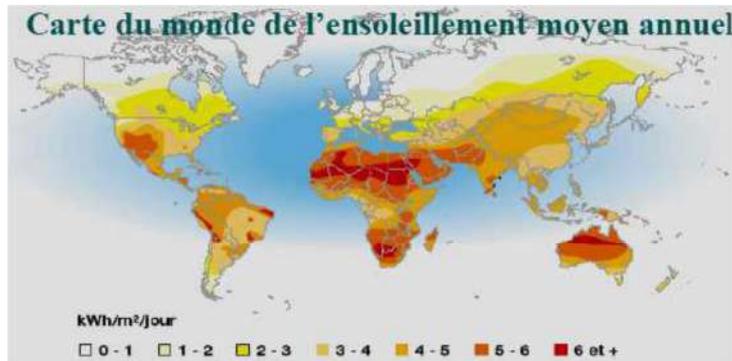


Figure.III.3 : Carte du monde de l’enseillement moyen annuel [141]

Suite à une évaluation par satellites, l’Agence Spatiale Allemande (ASA) a conclu, que l’Algérie représente le potentiel solaire le plus important de tout le bassin méditerranéen, soit 169.000 TWh/an pour le solaire thermique, 13.9 TWh/an pour le solaire photovoltaïque. Le potentiel solaire algérien est l’équivalent de 10 grands gisements de gaz naturel qui auraient été découverts à Hassi R’Mel.

La répartition du potentiel solaire par région climatique au niveau du territoire algérien est représentée dans le Tableau (III-2) selon l’enseillement reçu annuellement [141]:

Tableau.III.2: Ensoleillement reçu en Algérie par régions climatiques [141].

Régions	Régions côtières	Hauts plateaux	Sahara
Superficie (%)	4	10	86
Durée moy. d’enseillement (h/an)	2650	3000	3900
Énergie moyenne reçue (kWh/m ² /an)	1700	1900	26500

III.6.1.Potentiel solaire dans la région saharienne d’Algérie

Selon le Tableau.III.2, la durée d’enseillement dans le Sahara algérien est de l’ordre de 3900h/an est la plus importante au monde, elle est toujours supérieure à 8h/j et peut arriver jusqu’à 12h/j pendant l’été à l’exception de l’extrême sud où elle baisse jusqu’à 6h/j en période estivale.

La ville d’EL OUED est une région saharienne qui a un fort gisement lumineux ; elle est caractérisée par un climat chaud et sec et un taux d’enseillement très élevé, obligeant ainsi

les habitants (771900 en 2014) à recourir aux dispositifs de climatisation et système de production de glace par conséquence augmente ainsi la consommation d'électricité (1357005175kWh en 2014) [1]. L'objectif de notre travail consiste à concevoir d'une machine frigorifique solaire à adsorption au climat de la région qui améliorerait la production de glace et réduire la consommation de l'énergie électrique. Pour cette raison, l'étude du potentiel de l'énergie solaire de la région devient nécessaire pour pouvoir évaluation de performance de cette machine.

III.6.2. Spécification du site d'El-OUED

Pour le site d'El-OUED, la spécification sont données par les grandeurs météorologiques suivantes (voir la Tableau.III.3):

Tableau.III.3 : Spécifications du site d'El OUED

Latitude (Φ)	Altitude (Z)	Longitude (L)	Albédo (τ_{sol})
33 ⁰ .51	63m	06 ⁰ .47	0.35

III.7. Description d'algorithme de calcul

Nous avons établi un code de calcul qui a pour but de déterminer le rayonnement solaire instantané reçu par une surface du capteur/adsorbeur inclinée pour une journée moyenne. Ce code de calcul est basé sur l'enchaînement des équations précédentes, dont l'algorithme est résumé suit :

- Entre des coordonnées géographiques du site d'EL-OUED (Tableau.III.3).
- Détermination des données astronomiques telles que : la déclinaison solaire (δ), l'angle horaire (ω) du soleil et hauteur angulaire du solaire (h).
- Calcul du rayonnement solaire direct (I_{dir}) sur une surface inclinée.
- Calcul du rayonnement solaire diffus (I_{dif}) sur une surface inclinée.
- Calcul du rayonnement solaire réfléchi (I_{ref}) sur une surface inclinée.
- Estimation du rayonnement solaire instantané global (I_G) reçus par une surface du capteur/adsorbeur.

III.8. Résultats obtenues

Dans cette section, nous allons présenter des résultats calculés en détail des rayonnements solaire instantané reçu par une surface du capteur/adsorbeur inclinée. En plus donnée l'angle d'inclinaison optimal pour recevoir l'énergie solaire maximale incidente sur une surface du capteur/adsorbeur selon la région d'El-OUED.

III.8.1. Validation des modèles

Pour obtenir une validation du rayonnement solaire et la température ambiante, nous allons comparer, quelques valeurs de rayonnement solaire sur un plan incliné et de température ambiante mesurées au niveau de la région d'El-OUED, avec les valeurs délivrés par le précédent modèle mathématique. Les valeurs mesurées sont obtenus au niveau de la station (Figure.III.4) installé au siège de laboratoire VTRS dans l'université Hamma Lakhdar, El-OUED.

Les Figures.III.5 et 6) donnent les résultats mesurées (évolution du rayonnement solaire et la température ambiante pendant une journée typique de ciel clair du mois d'Aout, 2014) comparés avec ceux de notre modèle. On peut dire que le modèle donne une bonne concordance.



Figure.III.4 : Photo de la station

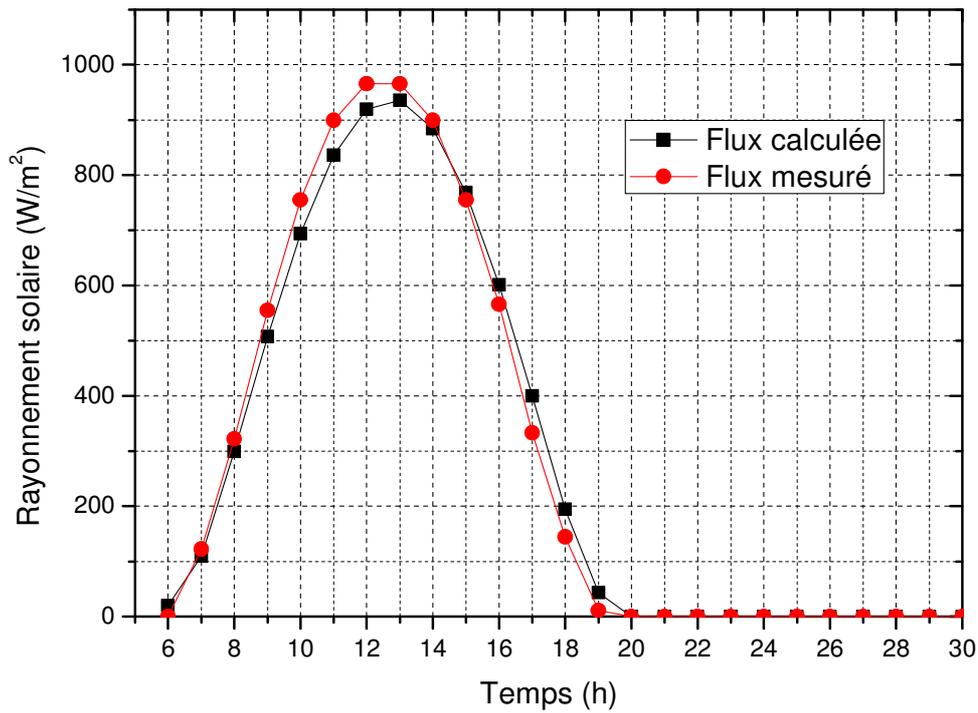


Figure.III.5 : Comparaison entre le résultat mesurés et simulés pendant une journée dans la région d’El-OUED

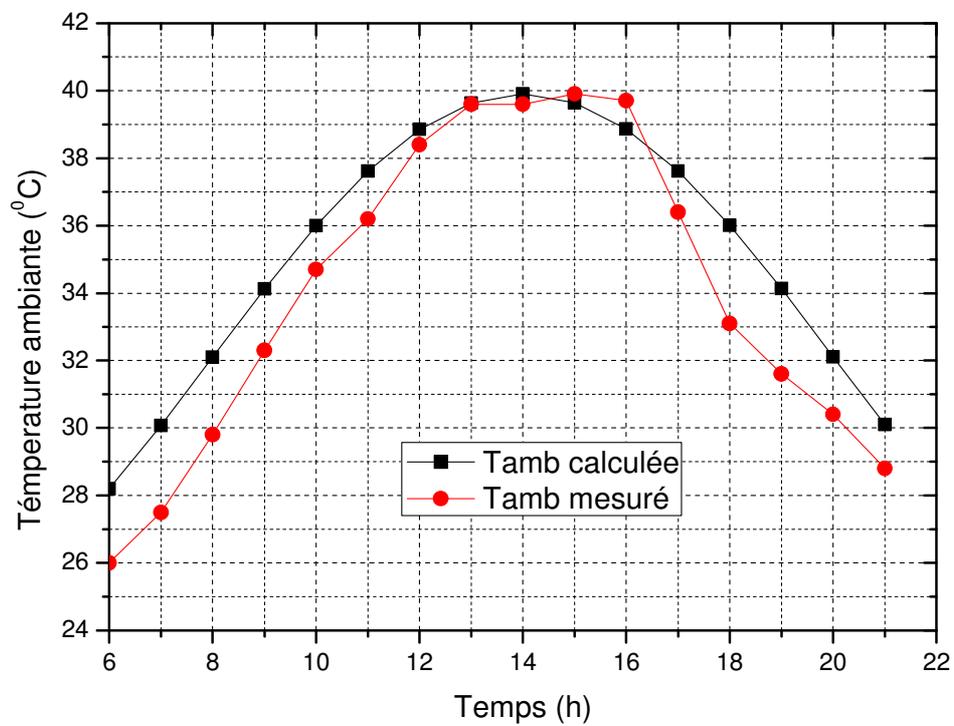


Figure.III.6 : Validation de la température ambiante.

III.8.2. Effet d'angle d'inclinaison (B) sur le rayonnement solaire instantané

Pour recevoir l'énergie solaire maximale incidente sur une surface du capteur/adsorbeur, on fait varier l'angle d'inclinaison dans le jour type du mois afin d'identifier l'angle pour laquelle le rayonnement reçu atteint sa valeur maximale.

Sur la Figure.III.7 et 8) ci-dessous, nous avons présenté l'évolution de rayonnement solaire instantané calculé et mesuré avec deux angles d'inclinaison pendant une journée typique de ciel clair du mois d'Aout au niveau de la région d'El-OUED. D'après ces figures, nous remarquons que le rayonnement solaire instantané reçu est bien maximale en utilisant la valeur d'angle optimale $B=20^\circ$.

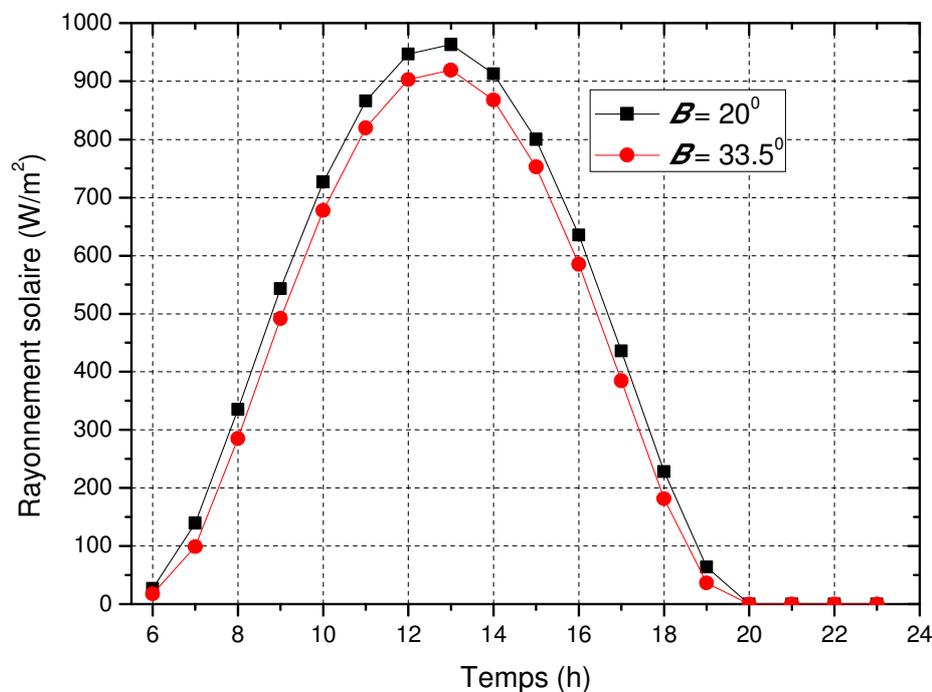


Figure.III.7 : Évolution de rayonnement solaire calculé avec deux angles d'inclinaisons.

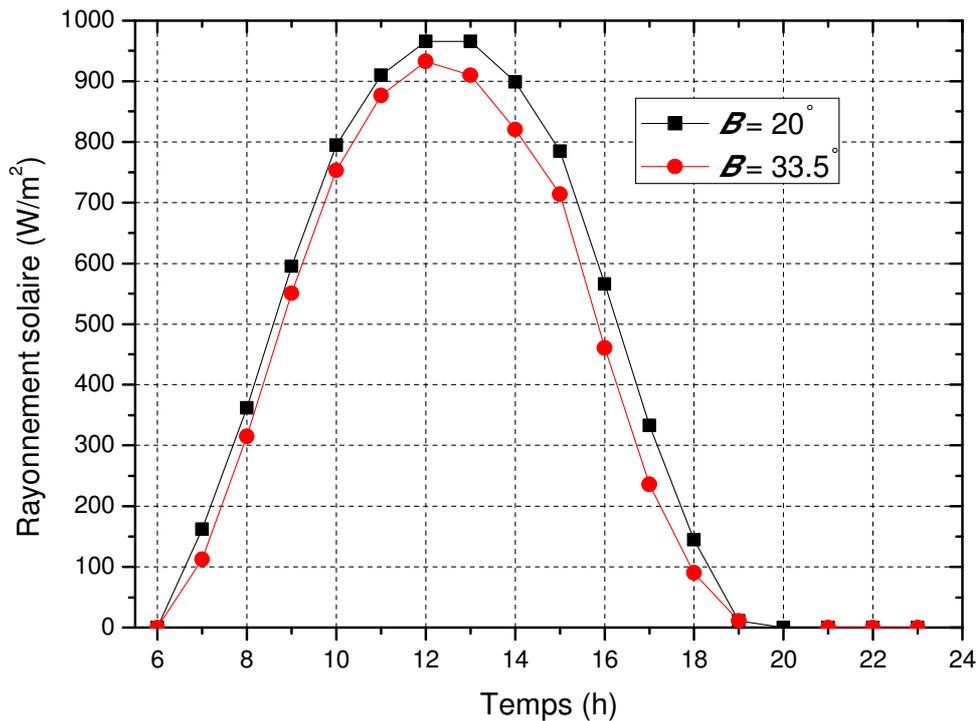


Figure.III.8 : Évolution de rayonnement solaire mesuré avec deux angles d'inclinaisons

III.9. Conclusion partielle

On conclue que l'amélioration du rendement de captation due à l'orientation de la surface des modules du champ thermique permet d'obtenir une utilisation rationnelle de système. En pratique, les capteurs/adsorbeur destiné à une machine frigorifique solaire à adsorption, sont généralement orientés avec une inclinaison fixe. Le travail que nous avons présenté dans ce chapitre nous a permis de constater que l'améliorer le rendement du machine, en récupérant le rayonnement global maximale que peuvent recevoir le capteur/adsorbeur est possible, et ce, en choisissant d'une manière un angle optimal d'inclinaison mensuel comme le montre la Figure.III.9).

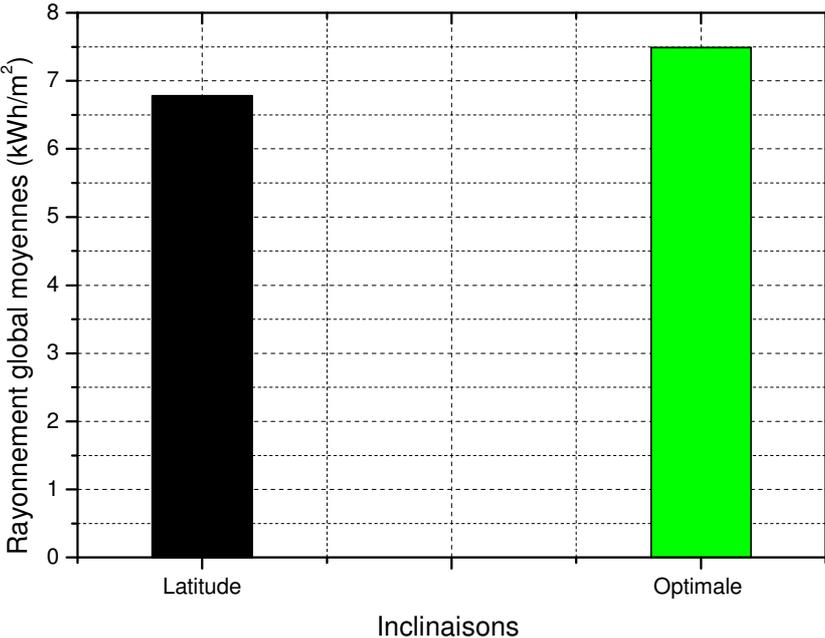


Figure.III.9 : Rayonnement solaire acquise journalier par deux inclinaisons.

Chapitre IV

Modélisation d'une machine frigorifique solaire à adsorption

Dans ce chapitre, on se propose de faire la modélisation d'une

machine, qui se base sur le principe de fonctionnement,

et l'étude du cycle thermodynamique

idéal utilisant le couple

charbon actif-méthanol.

IV.1. Introduction

Ce chapitre est subdivisé en deux sections: dans la première, nous nous intéressons à présentation du principe de fonctionnement d'une machine et dans la deuxième section de ce chapitre à la modélisation mathématique du cycle thermodynamique idéal d'une machine frigorifique solaire à adsorption.

IV.2. Composants de base de la machine frigorifique solaire à adsorption

Le système frigorifique solaire à adsorption, objet de cette étude, est un système fonctionnant uniquement avec l'énergie solaire selon un principe connu qui a donné lieu à de nombreuses publications dès les années précédente (Chapitre.I).

Ce système peut s'apparenter, à un réfrigérateur classique ayant comme organes fonctionnels, un condenseur, un évaporateur, et un compartiment isolé, dont le compresseur a été remplacé par un adsorbeur situé à l'intérieur du capteur solaire. Le fluide frigorigène utilisé est le méthanol. Cette fluide a l'avantage d'être non polluant de l'environnement et disponible en abondance sur la terre. Le caractéristique importante de ce système est son cycle, fermé et intermittent qui s'accomplit en 24 heures. La description des composants du système en plus détaille sur la Figure.IV.1. Selon cette figure la machine est constituée principalement des éléments suivants:

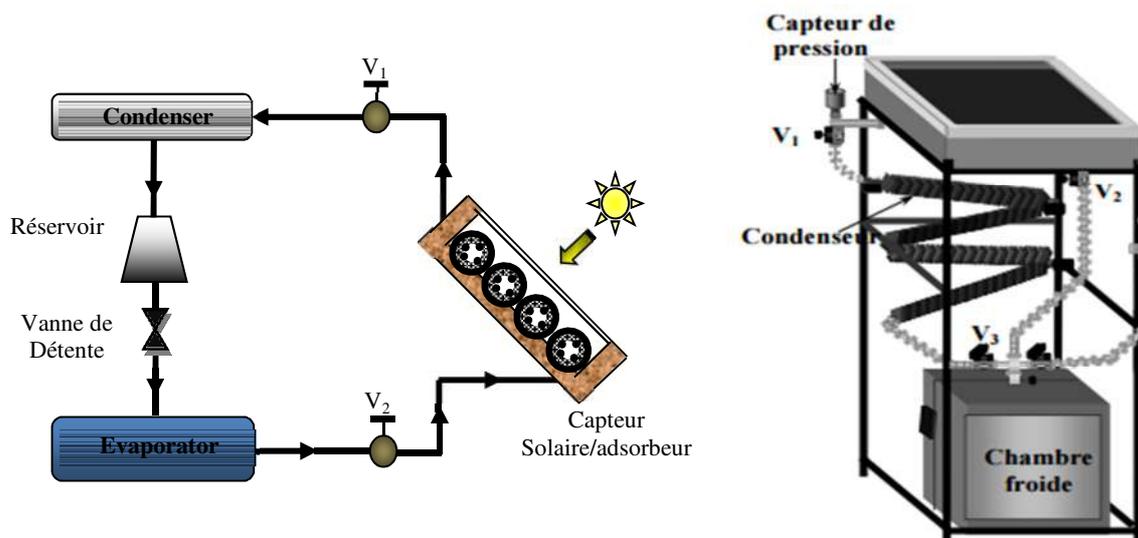


Figure (IV-1): Description de la machine solaire à adsorption [3].

➤ **Capteur solaire/adsorbeur**

C'est l'élément essentiel de la machine, il joue le rôle d'un compresseur dans un système de compression conventionnel. Il doit contenir le couple (charbon actif/méthanol) ; il se fait fixer à l'angle d'inclinaison optimal pour recevoir l'énergie solaire maximale reçue sur leur surface.

➤ **Condenseur**

C'est l'échangeur thermique qui sert à condenser les vapeurs de méthanol désorbées à partir de capteur.

➤ **Réservoir**

C'est l'élément essentiel pour stocker le méthanol liquide provenant du condenseur.

➤ **Vanne de détente**

C'est l'organe permettant de séparer la partie haute pression (condenseur) de la partie basse pression (évaporateur).

➤ **Évaporateur**

Un autre échangeur thermique contenant dans l'enceinte frigorifique, cet élément est la partie utile du réfrigérateur. Dans lequel le méthanol se vaporise à pression d'évaporateur.

Ces éléments sont connectés par l'intermédiaire des clapets anti-retour comme cela est représenté sur la Figure.IV.1.

IV.3. Principe de fonctionnement d'une machine

L'adsorption est la réaction produite dans capteur/adsorbeur entre l'adsorbant (charbon actif) et l'adsorbat appelé fluide frigorigène (méthanol). Cette réaction de physi-sorption, exothermique, est caractérisée par la fixation des molécules méthanol à la surface de charbon actif. Selon la description de l'installation ci-dessus, le principe de fonctionnement de cette machine avec le cycle de base pour production de froid, peut être décrit de la manière suivante [3, 27]:

Début de journée (voir Figure IV-2): Au lever du soleil, le capteur solaire/adsorbeur se trouve à basse température T_{ad} est égale à la température ambiante ($T_{ad}=T_{amb}$) et la pression correspond à la pression de saturation P_s de méthanol à la température de l'évaporateur T_{ev} . À ce moment, la vanne et le volet d'isolation du capteur/adsorbeur sont fermés. Le rayonnement solaire chauffe le capteur/adsorbeur en faisant augmenter progressivement sa température ce qui entraîne une élévation de la pression de vapeur de méthanol dans l'adsorbeur tandis que la masse totale du méthanol adsorbée reste constante (1-2) et égale x_{max} . Cette phase est équivalente à la compression dans le cycle de compression classique.

Au milieu de matinée, la pression dans le capteur/adsorbeur atteint la pression de saturation correspondante à la température du condenseur T_C on ouvre la vanne «1». La désorption commence et les vapeurs de méthanol vont se condenser dans le condenseur. L'énergie solaire reçue par le capteur/adsorbeur sert à augmenter sa température et à la désorption du méthanol contenu dans le charbon actif. Donc la masse (concentration) de méthanol dans le charbon actif diminue est égale x_{min} et la température de mélange (AC/M) augmente jusqu'à la température maximale en appelé la température de régénération T_g . Cette phase est équivalente à la condensation dans le cycle de compression classique.

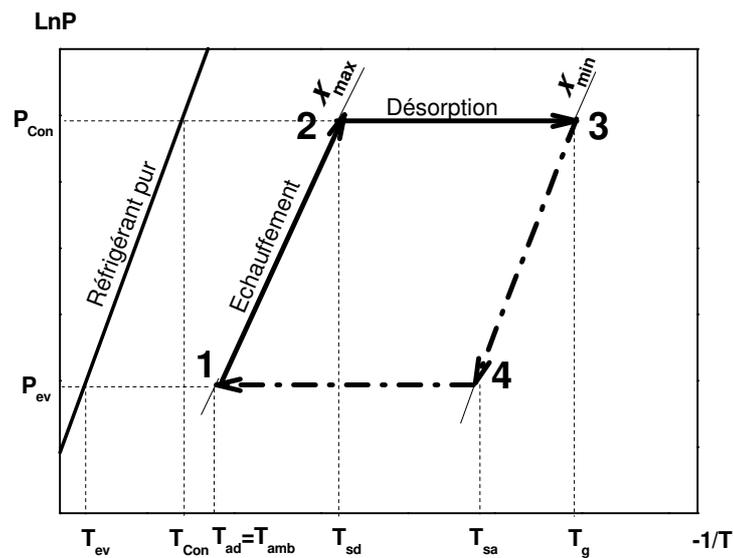
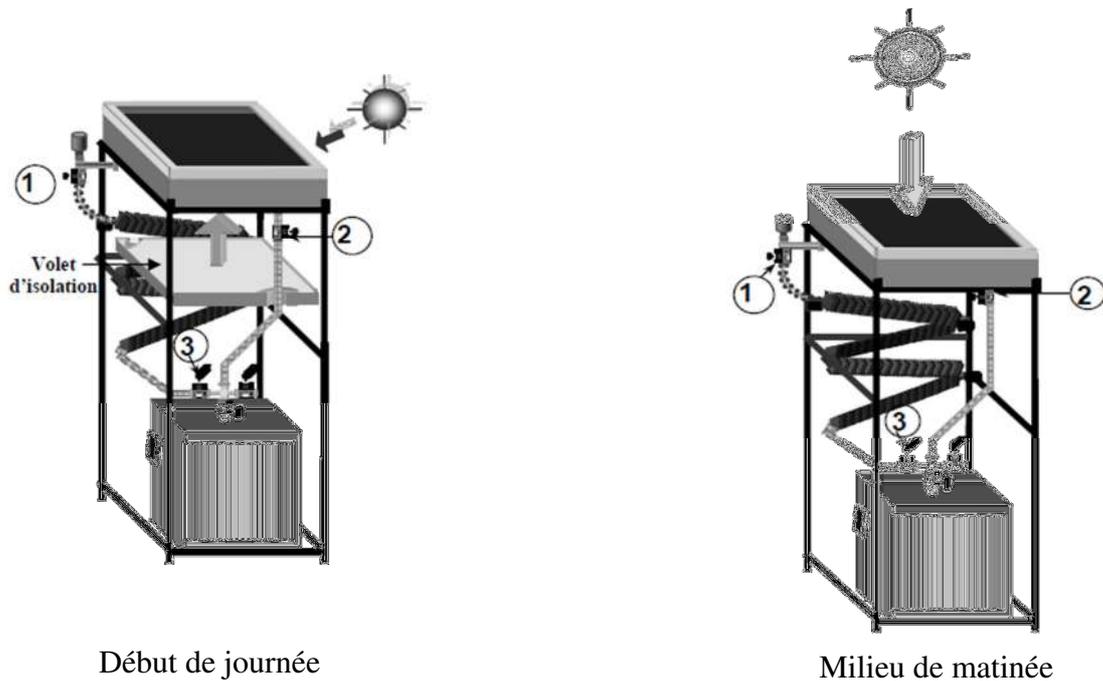


Figure.IV.2 : Phase échauffement et désorption [3]

En fin d'après-midi (voir figure IV-3): le flux solaire diminue, on ferme la vanne «1» et on enlève l'isolation arrière du capteur/adsorbeur. Dans cette dernière la température décroît entraînant une baisse de pression atteignant la pression l'évaporateur selon l'isostère (3-4). Les condensats ont été totalement transférés dans l'évaporateur au travers de la vanne de détente. Cette vanne est fermée ensuite pour isoler l'évaporateur du condenseur et on ouvre la vanne «2». Cette période est équivalente à la détente dans le cycle de compression classique.

La nuit, le capteur/adsorbeur se refroidit par convection naturelle avec l'air ambiant, la pression diminue et finit par atteindre la pression de saturation P_s correspondant à la température de l'évaporateur T_{ev} .

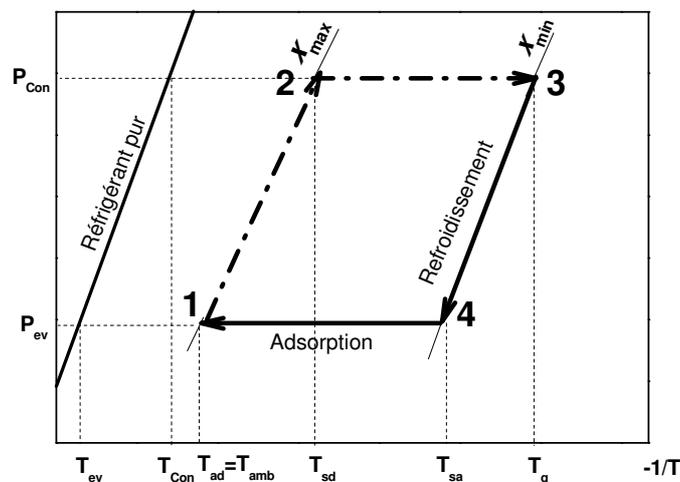
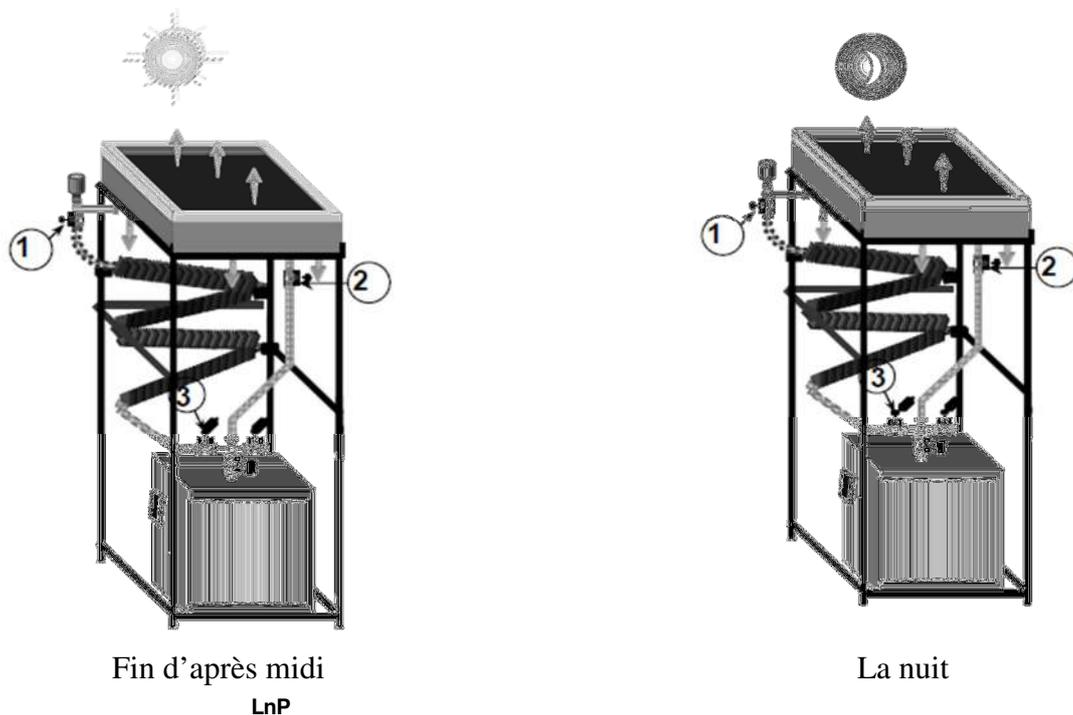


Figure.IV.3: Phase de refroidissement et adsorption [3]

Le charbon actif en se refroidissant adsorbe le méthanol qui s'évapore en produisant du froid dans l'évaporateur ce qui refroidit la chambre froide, et cette quantité de froid est proportionnelle à la masse du méthanol cyclée dans la machine ($\Delta x = x_{max} - x_{min}$). Cette période est équivalente à l'évaporation dans le cycle de compression classique.

Ce cycle a la particularité d'être intermittent du fait que l'adsorbant est chauffé le jour et refroidi la nuit, ce qui s'adapte bien à l'intermittence de l'énergie solaire. La production du froid n'a lieu que pendant une partie du cycle (la nuit).

IV.4. Étude et analyse du cycle idéal d'une machine

Dans le cadre de l'optimisation de la machine frigorifique solaire à adsorption, une étude et analyse thermodynamique du cycle de base associé à cette machine sont nécessaires. La Figure.IV.4 représente l'installation des éléments essentiels de la machine solaire à adsorption et son cycle thermodynamique idéal de base dans le diagramme de Clapeyron ($\ln P, -1/T$) montré dans la Figure.IV.5. Selon cette figure l'ensemble des deux phases (1-2) et (2-3) correspond à la première période (chauffage/désorption), et les deux autres phases (3-4) et (4-1) correspondent à la période (refroidissement/adsorption). En plus le cycle thermodynamique est totalement défini par les quatre températures de fonctionnement [27]:

- Température d'adsorption ($T_{ad} = T_{amb}$): la température minimale atteinte par le mélange AC/méthanol.
- Température régénération (T_g): la température maximale atteinte par le mélange AC/méthanol.
- Température de condensation (T_{Con}).
- Température d'évaporation (T_{ev}).

La définition du cycle thermodynamique d'une machine est achevée lorsque les deux points critiques (seuils) de ce cycle sont déterminés et définis.

La température seuil de désorption T_{sd} est 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. La température seuil d'adsorption T_{sa} est définie comme la température à partir de laquelle le phénomène d'adsorption commence, elle correspond à l'évaporation de la première goutte liquide dans l'évaporateur. Cependant dans le calcul du coefficient de performance thermique (COP_{th}) nous n'avons besoin que la température seuil de désorption T_{sd} et d'adsorption T_{sa} [142].

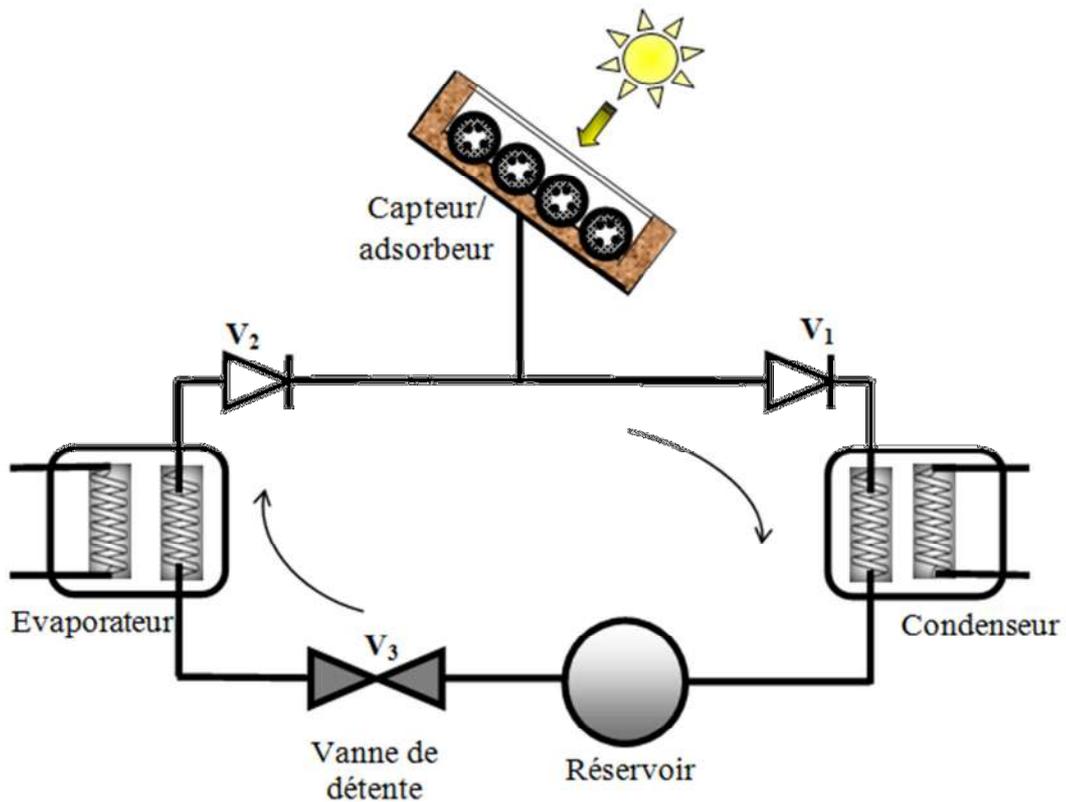


Figure.IV.4 : Schéma d'une machine solaire à adsorption

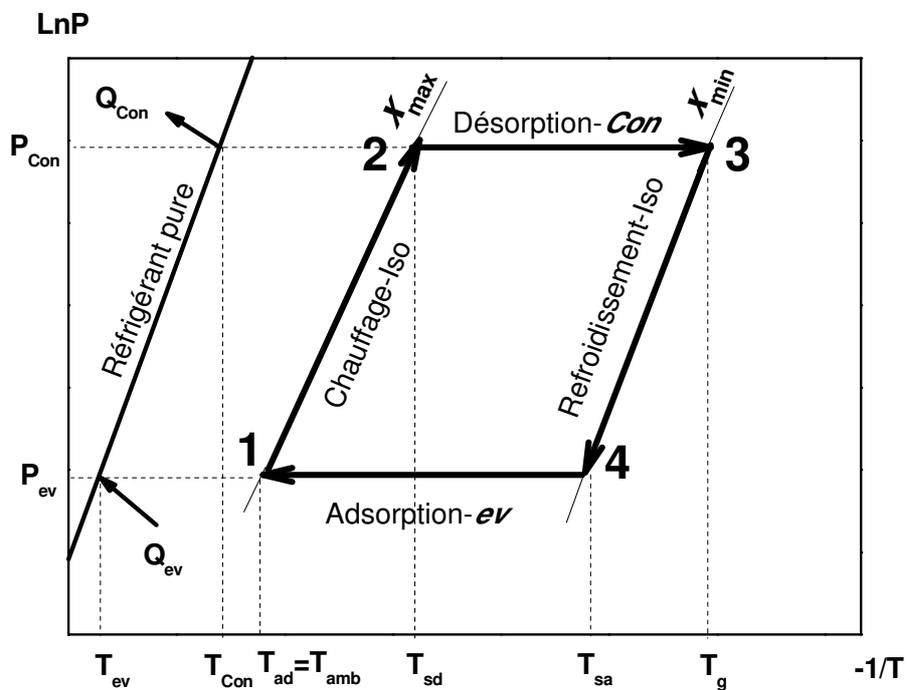


Figure.IV.5 : Cycle thermodynamique idéal de la machine dans un diagramme de Clausius-Clapeyron

IV.5. Modélisation thermodynamique

IV.5.1. Introduction

Cette deuxième section porte sur l'analyse thermodynamique d'une machine frigorifique à adsorption. En partant des données fondamentales relatives aux températures de fonctionnement de la machine. L'analyse de cycle de base de Clapeyron associé à cette machine, permet de mettre en relief l'influence des différents paramètres sur les critères de performance de la machine.

Pour améliorer la machine frigorifique solaire à adsorption, une étude du cycle de base de Clapeyron associé à ce système est nécessaire. Pour cela, nous avons établi un modèle numérique basé sur l'équation d'état d'équilibre (Dubinin-Astakhov) et les caractéristiques du couple (adsorbant/méthanol) choisi.

Le code de calcul élaboré permet l'étude de l'influence des paramètres (couple (AC/M), propriétés de l'adsorbent et températures de fonctionnement) sur la quantité de froid produite à l'évaporateur (Q_{ev}), la quantité de chaleur absorbée (Q_{in}) par l'adsorbent durant la phase (chauffage/désorption), le coefficient de performance thermique (COP_{th}) et la quantité de glace produite (m_{glace}) de la machine.

La modélisation du cycle de base d'une machine a fait l'objet des nombreuses études tant théoriques qu'expérimentales [13, 21, 22, 27, 30, 34].

IV.5.2. Modélisation du transfert de chaleur et de masse à l'intérieur du capteur solaire/adsorbent

Dans une machine frigorifique solaire à adsorption, le *capteur/adsorbent* représente l'élément le plus sensible de point de vue énergétique [27]. La performance de la machine dépend de transfert thermique dans le capteur/adsorbent.

Le caractère dynamique de fonctionnement des cycles à adsorption et les vides entre les granulés conduisent à une discontinuité dans le AC (adsorbent) et réduisent considérablement sa conductivité thermique effective et qui font que le *capteur/adsorbent* de la machine sera à tout instant dans un état transitoire et non uniforme [143]. Ce qui entraîne que les propriétés du milieu réactif (AC/M) dépendent fortement du temps et de la localisation. La modélisation du cycle de la machine nécessite une étude détaillée sur le transfert de chaleur et de masse dans ce milieu. Dans ce contexte, plusieurs études ont été proposées pour étudier ces phénomènes [14, 30, 48, 90, 144-148].

La modélisation du capteur/adsorbeur destinée pour fonctionner la machine solaire à adsorption, nécessite une modélisation en dynamique des différents phénomènes de transfert de chaleur et de masse qui interviennent dans le charbon actif, réagissant par adsorption avec le méthanol. Alors qu'une modélisation fine peut être assez lourde pour être utilisée dans une procédure d'optimisation de dimensionnement du *capteur/adsorbeur* [27].

Toujours dans cette section, nous proposons une étude des différents phénomènes de transfert de chaleur et de masse basée sur des modèles générales qui nous amènera par la suite à préciser et à justifier des hypothèses supplémentaires, conduisant à un modèle plus simple, qui sera utilisé dans ce travail.

IV.5.3. Caractéristiques sur les milieux poreux

IV.5.3.1. Définition d'un milieu poreux

On peut définir, de manière générale, un milieu poreux comme étant constitué d'une matrice solide à l'intérieur de laquelle se trouvent des espaces libres accessibles à un fluide. Lorsque le fluide, traverse un tel milieu, celui-ci est le siège des transferts massiques et thermiques se situant au sein des phases solides et gazeuses, ainsi qu'au niveau de leur surface de contact. Ce milieu se caractérise (grandeur adimensionnelle) par les avantages suivants; la porosité, le diamètre équivalent, le facteur de forme et taux de surface de contact [37].

IV.5.3.2. Modes de transfert de chaleur dans les milieux poreux

Les échanges thermiques existent dans un milieu poreux au niveau du fluide frigorigène (méthanol), solide (charbon actif) et l'interface (charbon actif-méthanol). Donc ces échanges s'effectuent selon les trois modes de transfert de chaleur [37]:

- Les échanges par conduction existent principalement :
 - 1- Dans les particules solides
 - 2- Dans le gaz situé dans l'espace vide de pore
 - 3- À travers les zones de contact entre les particules
 - 4- À travers la couche limitée entourant les points de contact entre les particules.
- Les échanges par convection existent principalement :
 - 1- Convection naturelle le gaz
 - 2- Convection forcée à l'interface solide-gaz
 - 3- Convection forcée due à l'écoulement d'ensemble
- Les échanges par rayonnement existent principalement :
 - 1- Entre les surfaces adjacentes appartenant à des particules différentes

- 2- Entre les surfaces des particules qui peuvent « se voir »
- 3- Absorption du rayonnement dans le gaz

IV.5.3.3. Conductivité thermique d'un milieu poreux

Dans un milieu poreux, l'équation du bilan énergétique des différentes phases, on doit faire intervenir deux conductivités thermiques distinctes, dont les valeurs ne sont pas celles des phases solides ou fluides. Toutefois, lorsque les températures des phases solides et fluides peuvent être considérées comme suffisamment voisines, on utilise une seule grandeur caractéristique de l'ensemble du milieu poreux: la conductivité thermique équivalente ou effective [27-37].

La conductivité thermique dans cette milieux conventionnels de carbone granulaire possèdent une faible de l'ordre de 0.1W/mK [149], en plus les vides entre les granulés mènent une discontinuité dans l'adsorbant (AC) et de réduire considérablement la conductivité thermique effective lit d'adsorbant [33], ce la cause conduisent à un transfert de masse pauvre en *capteur/adsorbeur*, car la chaleur nécessaire pour la désorption du méthanol est transmission par conduction à partir de la paroi extérieure vers l'intérieur d'adsorbeur. Ces dernières années, de nombreux travaux ont été effectués dans le but d'élucider ce processus et d'étudier sur l'estimation de la conductivité thermique effective dans cette milieux (voir annexe A) et l'effet de cette paramètre sur la performance de la machine. Parmi les études réalisées dans ce sens, citons celle de Hassan et al [23], ont observé la conductivité thermique de milieux (AC/M) presque constant avec l'espace et le temps en rendre compte existant trois phases (solide, adsorber et gazeuse) dans cette milieu. Ainsi, A. Mhimid et al. [147] ont montré que le temps nécessaire pour désorber la totalité de la masse d'eau contenue dans les grains de zéolithe est plus faible pour des valeurs élevées des conductivités thermiques effectives du lit, ce qui accélère la désorption pour le milieu considéré. Ils ont prouvé également qu'une augmentation de la conductivité effective jusqu' à 4W/mk améliore la désorption de manière appréciable, alors que pour une augmentation au-delà de cette valeur, l'amélioration de la désorption n'est plus significative. Ce résultat a été également observé par A. Jemni et Ben Nasrallah [150] lors de l'étude du phénomène de désorption dans un réacteur à hydrure. Toute cela limite les performances des machines [151]. Cette contrainte a conduit à des nombreuses études, aussi bien numériques qu'expérimentales dans le but de dégager des solutions nouvelles et alternatives.

IV.5.3.4. Transfert de masse dans un milieu poreux

L'adsorption de méthanol par un charbon actif constitue un facteur important dans le fonctionnement d'une machine frigorifique solaire à adsorption (Chapitre II). En effet, le transfert de chaleur induit à l'intérieur du milieu poreux (adsorbeur) un transfert de masse [27]. Ainsi, les couches les plus chaudes vont désorber du méthanol qui ira s'adsorber sur des couches plus froides [25]. Cette migration de masse contribue au transfert thermique et influence la distribution de température dans le sens d'une plus grande homogénéité [152].

En considérant ces phénomènes suscités, il est nécessaire de décrire avec précision la cinétique de transfert de masse. Ce phénomène a été traité par un grand nombre des modèles simplifiés par exemple : modèle d'équilibre [153], diffusion [154] et linear driving force (LDF) [155]. Il peut se faire par différents mécanismes. Il dépend des propriétés physiques et géométriques du milieu poreux telles que la dimension des pores ou la concentration de méthanol.

IV.5.4. Transfert de chaleur et de mass entre problèmes et solutions

L'amélioration des performances de transfert de chaleur et de masse dans le capteur/adsorbeur à accélérer le processus d'adsorption/désorption est la clé pour améliorer l'efficacité de la machine. Le transfert de chaleur dans le système de réfrigération à adsorption est le grand problème pour empêcher ce système de l'utilisation très répandue. Il sera également l'objet de recherches de la technique du froid par adsorption pendant une longue période. On peut prévoir que le problème de transfert de chaleur et de masse existait dans les systèmes d'adsorption de réfrigération ne sera pas totalement résolu récemment [92].

Dans ce paragraphe, nous allons donner quelque technologie pour améliorer le transfert de chaleur et de masse à l'intérieur de capteur/adsorbeur selon littérateur, basé sur deux problèmes peuvent être mis en place dans les points suivants:

- Problème on niveau d'adsorbant (Charbon Actif),
- Problème on niveau de la conception de système capteur/adsorbeur et le mode de cycle.

Dans une machine frigorifique solaire à adsorption, le rayonnement solaire peut être absorbé par l'adsorbeur contenant l'adsorbant (AC) situé à l'intérieur du capteur solaire. Cependant, la présence du solide adsorbant qui est un mauvais conducteur de chaleur, et la nature de contact entre l'adsorbant et les parois métalliques d'adsorbeur font que l'énergie captée par la paroi absorbante du capteur diffuse mal à l'intérieur d'adsorbeur solaire, entraînant de forts gradients de température dans le lit poreux et une différence importante de température entre

la paroi métallique et le milieu réactif, il en résulte une augmentation des pertes vers l'avant du capteur et par conséquent les performances de la machine sont abaissées [26].

Pour cela, ces dernières années, une attention particulière a été accordée à l'amélioration des propriétés des transferts thermiques dans le capteur/adsorbeur. Citons par exemple plusieurs méthodes:

- **Amélioration de l'adsorbant**

Le transfert de chaleur dans l'adsorbant (AC) est très faible. Ceci est dû à sa conductivité thermique qui est proche des matériaux isolant [92]. La conduction est le mode principal de transfert de chaleur dans l'adsorbant. Donc, une conductivité thermique améliorée de l'adsorbant est un moyen efficace pour améliorer le transfert de chaleur dans les systèmes d'adsorption. L'ajout des matériaux avec une bonne conductivité thermique dans l'adsorbant est une des méthodes les plus couramment utilisés dans la recherche sur l'augmentation de transfert de chaleur de l'adsorbant. Par exemple, la conductivité thermique du chlorure de calcium est de 0.1 à 0.2 (W/m°C) seulement, et elle s'augmente de dix fois après un certain ajout de poudre de graphite. L'ajout de la poudre de charbon actif en Cuprum améliore sa conductivité par 2-25% [156].

Une initiative de solidifier l'adsorbant sera une autre bonne méthode pour améliorer ses performances de transfert de chaleur [156]. Où après consolidation, le mélange composé de 35% de mousse métallique et 65% zéolite NaX est séché et activé, la performance de transfert thermique augmente considérablement par 92 fois. Mais, l'inconvénient de cette technique réside dans le fait que l'amélioration des propriétés de transfert de chaleur et de transfert de masse sont diminuées aussi la perméabilité d'un adsorbant consolidé est plus faible que celle d'un adsorbant ordinaire [27].

Le Tableau (IV-1) représente les résultats d'une étude comparative entre deux machines frigorifiques à adsorption où la première machine utilise un adsorbant non consolidé sous forme de grain et la deuxième fonctionne avec la même masse d'adsorbant mais consolidé.

Récemment, en 2019, El-Ghetany et al. [157] ont étudié expérimentalement des performances thermiques d'une machine solaire à adsorption sous la condition climatique réelle du Caire, en Égypte. Les dépôts de cuivre avec une concentration massique de 20% sont utilisés comme additifs métalliques pour améliorer les performances thermiques du système. Les résultats ont montré que l'addition de 20% de limaille de cuivre métallique au charbon actif abaissait la température de l'évaporateur pour atteindre -10°C.

Tableau.IV.1 : Comparaison entre une machine à adsorbant non consolidé et une machine à adsorbant consolidé [158].

Paramètre de transfert	Adsorbant non consolidé	Adsorbant consolidé
$k_{AC}(W/mK)$	0.1	5
$h_{pm-AC}(W/m^2 K)$	25	1500
Perméabilité (m^2)	10^{-9}	10^{-13}
Temps du cycle (s)	3600	120

- **Amélioration de la conception de système capteur/adsorbeur et le mode de cycle.**

La conception du système de réfrigération d'adsorption doit répondre aux exigences du transfert de chaleur et de masse. Les bonnes performances de transfert de chaleur, de l'adsorbeur, vont augmenter le coefficient de transfert thermique global de l'adsorbeur et fixer le taux de transfert de chaleur entre l'adsorbant et son extérieur (milieu de chaleur); aussi les bonnes performances de transfert de masse vont réduire le temps de diffusion de fluide frigorigène dans l'adsorbant et de réduire le temps d'adsorption/désorption qui conduit à une bonne efficacité de la machine [92].

Pour un système multi-adsorbeur, la sortie continue de réfrigération dépend de la commutation des adsorbeurs. Par conséquent, un petit rapport de la capacité thermique des métaux d'adsorbant et faible capacité thermique du milieu réactif réside dans l'adsorbeur peuvent également améliorer la performance du système [92].

L'amélioration de la surface d'échange entre la paroi métallique d'adsorbeur et l'adsorbant, peut se faire en utilisant des ailettes internes, jouant le rôle de ponts thermiques entre la paroi chauffante et le milieu réactif [145, 26]. Cette méthode a été adoptée dans tous les adsorbeurs conçus à l'heure actuelle. Cette conception permet de diminuer le gradient de température dans lit d'adsorbeur et la différence entre la température de la paroi extérieur chauffante et l'adsorbant, avec sans diminuer les propriétés de transfert de masse dans lit d'adsorbeur [158]. A. Al mers et al. [26] ont fait une étude numérique sur un adsorbeur avec des ailettes pour tester l'effet de nombres de ces derniers sur les *COP* solaire de la machine. Ils ont observé une modification notable des performances pour un nombre d'ailettes inférieur à 6. Dès que ce nombre est dépassé la variation n'est plus significative.

La réduction de résistance à la chaleur de contact entre l'adsorbant et la paroi métallique peut également améliorer le transfert de chaleur. Il est intéressant de dire que l'adsorbant est difficile d'être en contact étroit avec le métal, en particulier quand on utilise l'adsorbant granulaire [92]. Le bloc d'adsorbant peut étroitement se contacter avec la surface métallique de transfert de chaleur. Mais, la résistance de contact à la chaleur sera fortement augmenter

lorsque le jeu apparaît sous l'effet de vibration et de contrainte thermique alternatif reproductible. Ensuite, la performance de transfert de chaleur de l'adsorbeur diminue fortement ; Miltkau et al. [159] ont proposé que si des particules, de petits diamètres, d'adsorbant sont ajoutées dans le même adsorbeur, la résistance à la chaleur interne de l'adsorbant et la résistance à la chaleur de contact diminueront.

Les caloducs utilisés dans les systèmes de réfrigération adsorption peuvent améliorer les performances des systèmes. Critoph [160] prédit que le SCP d'un système d'adsorption avec tubes échangeurs de chaleur a atteint un 1kW/kg d'adsorbant. Vasiliev [161,162] a montré que l'utilisation de tuyau de chaleur dans le système de récupération de chaleur a conduit à une bonne performance. Les cycles avancés, tels que le cycle de reprise de masse [163] et le cycle de convection thermique par ondes [164], peuvent aussi améliorer grandement les performances de transfert de chaleur et de masse. Au cours des cycles thermiques de convection, le support de chaleur pour transférer la chaleur entre la source de chaleur et l'adsorbant est le réfrigérant de sorte que la convection forcée est le mode principal de conduction à la place de transfert de chaleur. En outre, la grande surface d'adsorbant poreux améliore encore ce transfert de chaleur par convection.

IV.5.5. Équilibre et cinétique d'adsorption

Le charbon actif, en tant que surface solide, est soumis à la vapeur de méthanol, ces molécules de gaz frappent sa surface à l'intérieur du capteur/adsorbeur. Certaines molécules frappantes adhèrent à la surface et s'adsorbent, tandis que d'autres rebondissent. Le taux d'adsorption est important au début de ce processus en raison de la surface importante non couverte. Si la surface de carbone activé est plus couverte, par les molécules de méthanol, donc le taux d'adsorption est diminué. La désorption augmente en raison de l'échappement des molécules de vapeur de la surface couverte. Lorsque le taux d'adsorption est égal à la désorption, l'équilibre est obtenu.

Le système gaz-solide est appelé à être en équilibre dynamique en raison du nombre de molécules adhérant à la surface qui est égal au nombre de molécules rebondissant à partir de la surface [34].

IV.5.6. Modélisation mathématique du cycle idéal d'une machine

Basées sur le trajet thermodynamique d'un cycle frigorifique comme représenté dans la Figure (IV-5), chaque phase du cycle du système est analysée en supposant que:

- Le réfrigérant (méthanol vapeur) se comporte comme un gaz parfait ;
- Les effets de chaleur sensible de la phase vapeur sont négligeables ;
- La résistance au transfert de masse dans les micropores, les macropores et dans les espaces interstitiels est négligeable ;
- La chaleur spécifique du méthanol adsorbé ou désorbé est considéré comme de la phase liquide du méthanol ;
- Durant les phases désorption-condensation et évaporation-adsorption, la pression est égale la pression de saturation à la température de condensation et à la température d'évaporation, respectivement ;
- Pertes de chaleur sont négligeables dans le capteur/adsorbeur pendant la phase de chauffage.

IV.5.6.1. Durant la phase chauffage isostérique (1-2)

Dans cette phase, le capteur/adsorbeur est préchauffé à une masse constante de méthanol dans le charbon actif, x_{max} . La chaleur sensible total pendant cette phase, Q_T^{1-2} , est exprimé sous [48];

$$Q_T^{1-2} = Q_{pm}^{1-2} + Q_{AC}^{1-2} + Q_m^{1-2} \quad (\text{IV-1})$$

- **Chaleur sensible des parties métalliques** Q_{pm}^{1-2}

La chaleur nécessaire pour porter la température des parties métalliques de l'adsorbeur de la température T_{ad} à la température T_{sd} , elle est donnée par:

$$Q_{pm}^{1-2} = \int_{T_{ad}}^{T_{sd}} m_{pm} C_{p_{pm}} dT = m_{pm} C_{p_{pm}} (T_{sd} - T_{ad}) \quad (\text{IV-2})$$

- **Chaleur sensible de charbon actif** Q_{AC}^{1-2}

La chaleur nécessaire pour porter la température de charbon actif (adsorbant) de la température T_{ad} à la température T_{sd} , elle est donnée par:

$$Q_{AC}^{1-2} = \int_{T_{ad}}^{T_{sd}} m_{AC} C_{p_{AC}} dT = m_{AC} C_{p_{AC}} (T_{sd} - T_{ad}) \quad (\text{IV-3})$$

- **Chaleur sensible de méthanol** Q_m^{1-2}

La chaleur nécessaire pour chauffer le méthanol (adsorbat) de la température T_{ad} à la température T_{sd} , elle est donnée par:

$$Q_m^{1-2} = m_{AC} x_{\max} \int_{T_{ad}}^{T_{sd}} C_{p_l} dT \quad (\text{IV-4})$$

IV.5.6.2. Durant la phase désorption-condensation (2-3)

Le capteur/adsorbeur subit une phase de désorption à la pression constante du condenseur, et la masse de méthanol dans le charbon actif diminue jusqu'à la valeur minimale (x_{\min}). La chaleur totale Q_T^{2-3} est la somme des chaleurs sensibles et la chaleur de désorption du méthanol. Ceci est écrit comme suit:

$$Q_T^{2-3} = Q_{pm}^{2-3} + Q_{AC}^{2-3} + Q_m^{2-3} + Q_{des} \quad (\text{IV-5})$$

Les chaleurs sensibles du capteur/adsorbeur sont calculées à partir de :

$$Q_{pm}^{2-3} = \int_{T_{sd}}^{T_g} m_{pm} C_{p_{pm}} dT = m_{pm} C_{p_{pm}} (T_g - T_{sd}) \quad (\text{IV-6})$$

$$Q_{AC}^{2-3} = \int_{T_{sd}}^{T_g} m_{AC} C_{p_{AC}} dT = m_{AC} C_{p_{AC}} (T_g - T_{sd}) \quad (\text{IV-7})$$

$$Q_m^{2-3} = \int_{T_{sd}}^{T_g} m_{AC} x C_{p_l} dT = m_{AC} \int_{T_{sd}}^{T_g} x C_{p_l} dT \quad (\text{IV-8})$$

Et Q_{des} est la chaleur nécessaire pour désorber la quantité de méthanol, il est donné par [24]:

$$Q_{des} = -m_{AC} \int_{T_{sd}}^{T_g} \Delta H \left[\frac{\partial x}{\partial T} \right]_{P_{con}} dT \quad (\text{IV-9})$$

Où : ΔH est la chaleur isostérique d'adsorption, définie par l'équation (II-19), et la variation de la masse adsorber avec la température à la phase isobarique, donne comme suit [24]:

$$\left. \frac{\partial x}{\partial T} \right|_P = \frac{x}{\rho_m(T)} \frac{d[\rho_m(T)]}{dT} - xnD \left[T \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) \right]^{n-1} \left[\ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) + \frac{T}{P_s(T)} \frac{d[P_s(T)]}{dT} \right] \quad (\text{IV-10})$$

IV.5.6.3. Durant la phase de refroidissement isostérique (3-4)

Comme la phase de chauffage, la masse de méthanol reste constante mais à la valeur minimale, x_{\min} . L'énergie thermique dans le capteur/adsorbeur est perdue vers l'ambiante. La chaleur totale rejetée est calculée à partir de l'équation suivante:

$$Q_T^{3-4} = Q_{pm}^{3-4} + Q_{AC}^{3-4} + Q_m^{3-4} \quad (\text{IV-11})$$

Où ;

$$Q_{pm}^{3-4} = \int_{T_{ad}}^{T_g} m_{pm} C_{p_{pm}} dT = m_{pm} C_{p_{pm}} (T_g - T_{sa}) \quad (\text{IV-12})$$

$$Q_{AC}^{3-4} = \int_{T_{sd}}^{T_g} m_{AC} C_{p_{AC}} dT = m_{AC} C_{p_{AC}} (T_g - T_{sa}) \quad (\text{IV-13})$$

$$Q_m^{3-4} = \int_{T_{sa}}^{T_g} m_{AC} x_{\min} C_{p_l} dT = m_{AC} x_{\min} \int_{T_{sa}}^{T_g} C_{p_l} dT \quad (\text{IV-14})$$

IV.5.6.4. Durant la phase d'adsorption-évaporation (4-1)

A cette phase, le capteur/adsorbeur commence à adsorber à nouveau la vapeur de méthanol par le charbon actif. Par conséquent, il conduit à augmenter la masse de méthanol jusqu'à à x_{\max} . La chaleur rejetée au cours de cette phase est donnée par:

$$Q_T^{4-1} = Q_{pm}^{4-1} + Q_{AC}^{4-1} + Q_m^{4-1} + Q_{ads} \quad (\text{IV-15})$$

Les chaleurs sensibles du capteur/adsorbeur sont calculées à partir de;

$$Q_{pm}^{4-1} = \int_{T_{ad}}^{T_{sa}} m_{pm} C_{p_{pm}} dT = m_{pm} C_{p_{pm}} (T_{sa} - T_{ad}) \quad (\text{IV-16})$$

$$Q_{AC}^{4-1} = \int_{T_{ad}}^{T_{sa}} m_{AC} C_{p_{AC}} dT = m_{AC} C_{p_{AC}} (T_{sa} - T_{ad}) \quad (\text{IV-17})$$

$$Q_m^{4-1} = \int_{T_{ad}}^{T_{sa}} m_{AC} x C_{p_l} dT = m_{AC} \int_{T_{ad}}^{T_{sa}} x C_{p_l} dT \quad (\text{IV-18})$$

Et Q_{ads} est la chaleur nécessaire pour adsorber la quantité de méthanol, il est donné par:

$$Q_{ads} = m_{AC} \int_{T_{ad}}^{T_{sa}} \Delta H \left[\frac{\partial x}{\partial T} \right]_{P_{ev}} dT \quad (\text{IV-19})$$

Où $\left[\frac{\partial x}{\partial T} \right]_{P_{ev}}$ est donné par l'équation (IV-10).

Le cycle thermodynamique idéal (voir Figure.IV.5) est terminé lorsque les deux points critiques (T_{sd} au point 2 et T_{sa} au point 4). En 1798, Haseler et al. [38] ont signalé que les

quatre températures indiquées par l'intersection de deux isobares et de deux isostères sont simplement reliées par:

$$T_{sd} = \frac{T_{Con} T_{ad}}{T_{ev}} \quad (\text{IV-20})$$

$$T_{sa} = \frac{T_{ev} T_g}{T_{Con}} \quad (\text{IV-21})$$

IV.5.6.5. Le condenseur

La vapeur de méthanol désorbée au cours de la phase de désorption (2-3) entre dans le condenseur où dans ce dernier, la vapeur est désurchauffée en restituant l'énergie de la vapeur surchauffée à travers une différence de température entre le condenseur et l'ambiance. Lorsque la vapeur de méthanol atteint l'état de vapeur saturée, il commence à se condenser et l'énergie latente de condensation est transférée vers l'ambient à cause de différence de température ($T_{Con}-T_{amb}$). Par conséquent, la vapeur se condense à l'état liquide à une température (T_{Con}) et se refroidit jusqu'à la température ambiante en rejetant la chaleur vers l'ambiance à travers le condenseur ; Cette chaleur est donnée par [24]:

$$Q_{Con} = m_{AC} \Delta x L(T_{Con}) + m_{AC} C_{p_v} \int_{T_{sd}}^{T_g} (T_{Con} - T) \left[\frac{\partial x}{\partial T} \right]_{P_{Con}} dT \quad (\text{IV-22})$$

IV.5.6.6. l'évaporateur

La quantité de froid produite au niveau de l'évaporateur (Q_{ev}), est directement proportionnelle à la masse cycle Δx , donnée par [13]:

$$Q_{ev} = m_{AC} \Delta x L(T_{ev}) + m_{AC} \Delta x \int_{T_{Con}}^{T_{ev}} C_{p_l}(T) dT \quad (\text{IV-23})$$

Où : m_{AC} est la masse de charbon actif contenue dans l'adsorbent.

Δx est la masse cyclée de méthanol, calculée comme suit:

$$\Delta x = x_{\max} - x_{\min} = x(T_{ad}, P_{ev}) - x(T_g, P_{Con})$$

x_{\max} est la masse adsorbée correspondante à la température d'adsorption T_{ad} et la pression d'évaporation P_{ev} , calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Astrarkhav (Eq .II-9).

x_{\min} est la masse désorbée correspondante à la température de régénération T_g et la pression de condensation P_{Con} , calculée à l'aide du modèle de Dubinin-Astrarkhav (Eq .II-9).

$L(T_{ev})$ et $C_{p_l}(T)$ représentent, respectivement la chaleur latente d'évaporation à la température de l'évaporateur et la chaleur spécifique de méthanol à l'état liquide.

IV.5.6.7. Balance d'énergie du cycle complet de la machine

L'énergie totale utile (Q_{utile}) et l'énergie totale rejeté (Q_{rej}) dans le système (cycle de la machine) sont calculées à partir de:

$$Q_{utile} = Q_T^{1-2} + Q_T^{2-3} + Q_{ev} \quad (\text{IV-24})$$

$$Q_{rej} = Q_T^{3-4} + Q_T^{4-1} + Q_{Con} \quad (\text{IV-25})$$

IV.5.6.8. Performances de la machine

L'évaluation des performances de la machine solaire à adsorption est déterminée à partir de deux types des paramètres:

IV.5.6.8.1. Coefficient de performance thermique (COP_{Th})

Le coefficient de performance thermique est défini comme le rapport entre la quantité de froid produit, Q_{ev} , et la quantité de chaleur absorbée par l'adsorbant durant la phase (chauffage/désorption). Il est défini par [37]:

$$COP_{Th} = \frac{Q_{ev}}{Q_{in}} \quad (\text{IV-26})$$

➤ Expression de Q_{in}

L'adsorbant reçoit l'énergie solaire dont une partie sera utilisée pour chauffer les parties métalliques, une autre partie sert à chauffer l'adsorbant, réfrigérant (adsorbat) et le reste servant à la désorption. Donc Q_{in} est la quantité de chaleur absorbée par l'adsorbant durant la phase (chauffage/désorption), elle est donnée par:

$$Q_{in} = Q_T^{1-2} + Q_T^{2-3} \quad (\text{IV-27})$$

IV.5.6.8.2. Quantité de glace produite (m_{glace})

La quantité totale de glace produite à une température d'évaporation ($T_{ev} < 0$), à partir de la température initiale d'eau (T_{eau}), est donnée en (kg/cycle) comme suit [24]:

$$m_{glace} = \frac{Q_{ev}}{C_{eau}(T_{eau} - 273) + C_{glace}(273 - T_{ev}) + L_{glace-fus}} \quad (\text{IV-28})$$

IV.5.6.9. Bénéfices économiques et environnemental de la machine

En raison des préoccupations environnementales croissantes et en particulier de problème d'effet de serre, la prise en compte des impacts environnementaux devient essentielle dans la modélisation du système thermique (machine solaire à adsorption).

Le cycle de la machine utilisant des réfrigérants (Méthanol par exemple) sans potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone (ODP) et un zéro potentiel de réchauffement climatique (PRC) est considéré comme un moyen prometteur pour la conservation de l'énergie

et la protection de l'environnement. Dans ce contexte, nous étudions les avantages économiques et environnementaux de l'utilisation de cette machine.

Les préoccupations environnementales de couple de travail sont affectées par les caractéristiques de l'adsorbant (AC) et du réfrigérant (Méthanol). À cet égard, un accent particulier sur les aspects environnementaux des frigorigènes plus que sur l'adsorbant et ce à travers des indicateurs significatifs comme indiqué dans le Tableau (IV-2). La quantité préservée de combustible fossile et l'émission de CO₂ sont considérées comme des facteurs importants dans cette étude, Eq (IV-29), qui est causée par la consommation d'électricité [165].

$$m_{CO_2} = \mu_{CO_2} \cdot [Consommation \text{ d'électricité quotidienne}] \quad (\text{IV-29})$$

où μ_{CO_2} est le facteur de conversion des émissions de l'électricité et sa valeur est de 0.650 kg par kWh d'électricité produite [1]. Ainsi, le coût de pénalité (P_{env}) pour l'émission de CO₂ est calculé par l'équation suivante [166]:

$$P_{eve} = m_{CO_2} C_{CO_2} \quad (\text{IV-30})$$

En Eq. (IV-30), C_{CO_2} est les unités de coût des émissions de dioxyde de carbone, qui varie de 0.02 €/kg à 0.117 €/kg [166]. Dans ce cas, la valeur de C_{CO_2} est égale 0.0685 €/kg et 86 tep consomment des combustibles fossiles pour produire environ 10⁶ kWh d'électricité.

Tableau (IV-2): PRC et classes de sécurité selon la référence [167-168].

Réfrigérant	PRC (kg Égale CO ₂)	Classe de sécurité
Méthanol	2.8	B3

IV.5.6.10. Résolution numérique

Cette section est consacrée à la résolution de toutes les équations qui sont adoptées dans notre modèle mathématique et qui régit le phénomène d'adsorption et de désorption durant le cycle thermodynamique complet de la machine. L'algorithme numérique que nous utilisons pour la résolution et évaluant les critères des performances de la machine frigorifique solaire à adsorption est basé sur la méthode des trapèzes.

IV.5.6.10.1. Développement d'un programme de résolution

Nous avons établi un code de calcul qui a pour but de déterminer les critères des performances de la machine frigorifique solaire à adsorption (la quantité de froid produite au niveau de l'évaporateur (Q_{ev}), quantité de chaleur absorbée (Q_{in}) par l'adsorbent durant la phase (chauffage/désorption), l'énergie totale utile (Q_{utile}), la production total de glace

quotidienne (m_{glace}) et le COP thermique). Ce code de calcul est basé sur l'enchaînement des équations précédentes, dont l'algorithme est résumé comme suit:

- Entre les conditions de fonctionnement (températures de fonctionnement) de la machine ;
- Entre les caractéristiques thermo-physiques de l'état liquide de méthanol et des paramètres de capteur/adsorbeur ;
- Calcul de la pression (condensation et d'évaporation) et de la température de la première goutte liquide dans le condenseur (T_{sd}) et de la première goutte liquide dans l'évaporateur (T_{sa}) ;
- Entre les paramètres de l'équation de Dubinin-Astrakhov (w_0, D, n) pour le différent type de charbon active;
- Calcul les caractéristiques thermo-physiques de méthanol (pression, masse volumique à l'état liquide et vapeur) ;
- Calcul de la masse cyclée ;
- Calcul de la quantité de froid ;
- Calcul la quantité de chaleur absorbée durant la phase (chauffage/désorption) ;
- Calcul l'énergie totale utile (Q_{utile}), la production total de glace quotidienne (m_{glace}) et le COP thermique ;

Tout cela est représenté dans l'organigramme qui suit. Le programme principal a été développé en langage FORTRAN permettant la résolution du notre système d'équation, basé sur l'enchaînement de calcul précédant, dont l'organigramme est détaillé dans la Figure (IV-6).

IV.5.6.10.2. Organigramme Développé pour calcul numérique

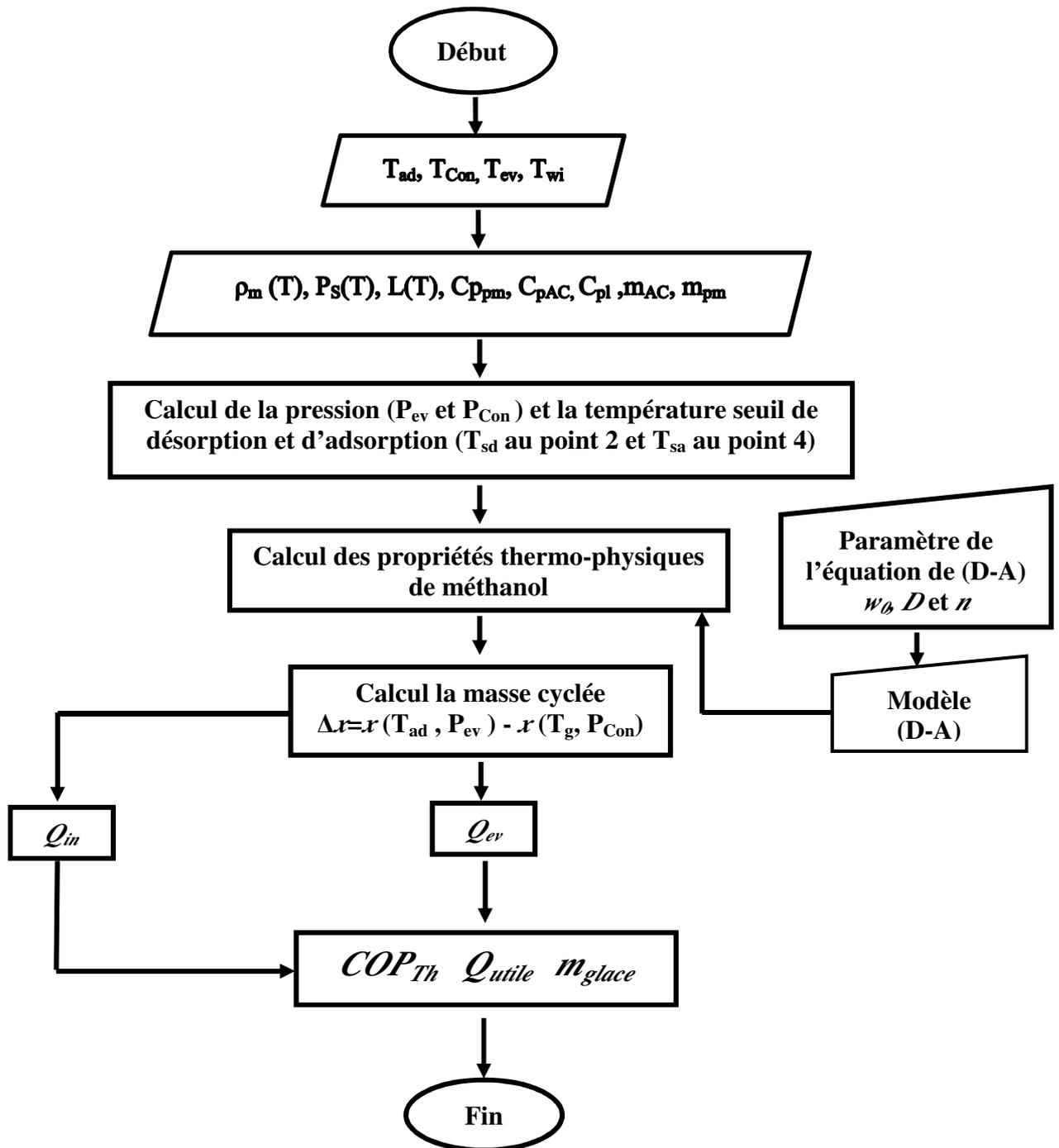


Figure (IV-6): Organigramme développé pour le calcul numérique

Chapitre V

Interprétation et discussion des résultats

V.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous avons présenté les différents résultats obtenus à partir de la résolution du modèle développé. Tout en notant que ce modèle a permis d'analyser et déterminer les critères de performances de la machine frigorifique solaire à adsorption en plus l'étude des influences des différents paramètres sur la performance de celle-ci et son amélioration. Pour ceci on a passé par une validation de notre modèle.

V.2. Validation des résultats obtenus

Pour la validation des résultats numérique à partir de la résolution du modèle développé. Vu que les résultats expérimentaux sont peu, nous avons fait une comparaison des résultats calculés par notre modèle avec les résultats simulés et observés par Hassan et al [24], où le capteur solaire/adsorbeur à simple vitrage est constitué de tube cylindrique en cuivre, chaque tube traités par une peinture noir sélective, rempli de charbon actif (Thai MD6070) comme adsorbant, le fluide frigorigène choisi est le méthanol. Alors qu'avec les mêmes conditions des températures de fonctionnement (T_{ad} , T_{ev} , T_{Con} , T_g) et toutes les données nécessaires pour le modèle mathématique. Les résultats de la comparaison sont montrés dans le Tableau.V.1 suivant :

Tableau.V.1 : Comparaison de la quantité de glace quotidienne et le COP_{Th} obtenus dans cette étude avec les résultats simulés [24].

Etudes	T_{ad} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{ev} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{Con} ($^{\circ}\text{C}$)	T_g ($^{\circ}\text{C}$)	m_{glace} (kg/cycle)	COP_{Th}
Résultats obtenus	27	-3	30	120	10.58	0.65
Résultats simulés [24]	27	-3	30	120	10.08	0.6

Dans ce tableau, nous avons présenté les résultats essentielles calculés par notre modèle (la quantité totale de glace produite m_{glace} et le coefficient de performance thermique COP_{Th}) et les résultats obtenus par simulation selon l'étude [24]. On constate une bonne concordance entre les deux études pour les deux critères essentiels de fonctionnement de la machine (m_{glace} et COP_{Th}). Il est intéressant de dire que la validation par ces deux paramètres est suffisante pour déterminer la performance de la machine et l'étude de l'influence des différents paramètres sur les critères de performance avec différentes conditions de fonctionnement.

V.3. Résultats simulés

D'après l'analyse thermodynamique antérieure dans le Chapitre IV et les paramètres de base du cycle simulé, donnés dans le Tableau.V.2, les critères de performances de la machine, prenant en considération l'adsorbeur fonctionnant avec le couple (AC-35/Méthanol), ont été

étudiées en se basant sur les paramètres de l'équation de Dubinin-Astakhov (D-A), reliés à cette couple, qui sont déterminés expérimentalement [169], et les propriétés thermo-physiques du méthanol (Tableau.V.3) données par Bejan et Kraus [170].

Tableau.V.2 : Paramètre utilisés dans la simulation.

Symbol	Paramètre	Valeur	Unité
Capteur solaire /adsorbeur			
C_{pv}	Chaleur Spécifique de gaz ou vapeur	1.820	kJ/kgK
$C_{p_{pm}}$	Chaleur Spécifique de la paroi d'adsorbeur	0.480	kJ/kgK
$C_{p_{AC}}$	Chaleur Spécifique de AC	0.920	kJ/kgK
m_{pm}	Masse de la paroi d'adsorbeur	5	Kg
m_{AC}	Masse de AC	21	Kg
R	Constants de gaz	259.5	J/kgK
Propriétés thermo-physique			
C_{eau}	Chaleur spécifique d'eau	4.180	kJ/kgK
C_{glace}	Chaleur spécifique de glace	1.922	kJ/kgK
L_{fus}	Chaleur latente de la fusion de glace	333.55	kJ/kg
Paramètres de l'équation de (D-A) [169]			
w_0	Capacité maximal d'adsorption	$0.425 \cdot 10^{-3}$	m^3/kg
D	Paramètre caractéristique de (AC-35/M)	$5.02 \cdot 10^{-7}$	K^{-1}
n	Paramètre caractéristique de (AC-35/M)	2.15	-
Température de fonctionnement			
T_{ad}	Température d'adsorption	301.15	$^{\circ}C$
T_{Con}	Température de Condensation	313.15	$^{\circ}C$
T_{ev}	Temperature d'évaporation	272.15	$^{\circ}C$
T_{ieau}	Température initial d'eau	306.15	$^{\circ}C$

Tableau.V.3 : Propriétés thermo-physiques utilisés dans la simulation [170].

Paramètres	Équations	Unité
C_{pl}	$C_{pl} = -2.85 \times 10^{-8} T^3 + 2.59 \times 10^{-5} T^2 + 0.07092 \times T + 21.152$	kJ/kgK
L_m	$L_m = 11.28 \times 10^{-8} T^3 - 10.1045 \times 10^{-3} T^2 + 4.74188 \times T + 643.984$	kJ/kg
ρ_m	$\rho_m = -1.01655 \times T^3 + 8.65 \times 10^{-3} \times T^2 - 3.3388 \times T + 1283.315$	Kg/m ³
P_s	$P_s = 133.33 \times \exp(18.5875 - (3626.55/T - 34.29))$	Pa

Les résultats obtenus pour l'évaluation des performances de la machine sont présentés comme suit:

V.3.1. Évaluation des performances de la machine

En ce qui concerne le bilan d'énergie qui est effectuée pour l'ensemble des éléments de la machine (capteur/adsorbeur, le condenseur et l'évaporateur); on a constaté que l'énergie totale utile (Q_{utile}) du cycle est égale à 14122.97 kJ, par contre celle rejetée (Q_{rej}) est égale à

14120.90 kJ entraînant une erreur relative dans les calculs d'environ $1.46 \cdot 10^{-4} \%$, qui est une erreur acceptable et valide pour la précision des calculs.

Généralement, on constate que le système atteint un COP_{Tn} de 0.618 avec la quantité de froid produite, Q_{ev} , de 5398.60 kJ et la quantité de chaleur absorbée par l'adsorbteur, Q_{in} , de 8724.36 kJ. Ainsi, la production total de glace (m_{glace}) quotidienne est de 11.16 kg à $-3^{\circ}C$, ceci correspond à 21 kg de AC-35 à l'intérieur du capteur/adsorbteur. Cela signifie que, 1kg de AC-35 à l'intérieur de l'adsorbteur produit une masse de glace quotidienne de 0.531kg à une température $-3^{\circ}C$.

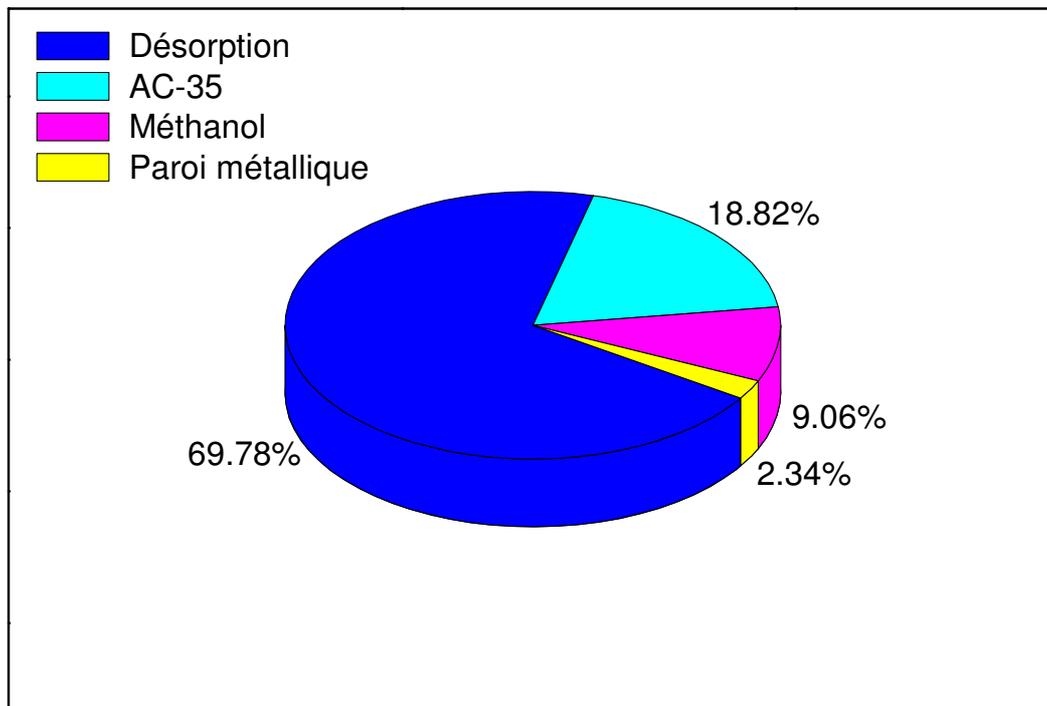


Figure.V.1: Répartition des différentes chaleurs contribuant à l'adsorbteur

Nous présentons aussi dans la Figure.V.1 la répartition de contribution les deux chaleurs: chaleur de désorption et la chaleur sensible de AC-35, méthanol et paroi métallique dans système. On a remarqué de cette figure, que la plus grande fraction de la chaleur est absorbée pendant la phase de désorption (69.78%). Toute en considérant que, la contribution de la paroi métallique est très faible (2.34%).

V.3.2. Les bénéfices économiques et environnementaux de la machine

Des objectifs essentiels pour l'utilisation de la machine frigorifique solaire à adsorption dans la région saharienne (Algérie) sont de diminuer la consommation électrique et de réduire les

émissions de CO₂ [171]. Selon une étude réalisée par Hamouda et Malek en Algérie, il y a 0.650 kg de CO₂ émis dans l'atmosphère pour chaque kWh d'électricité produite [172]. Pour cette étude, la quantité de combustibles fossiles (QCF) d'énergie et les émissions de CO₂ lorsque nous utilisons une machine frigorifique solaire à adsorption au lieu d'un équivalent à congélateur à compression de vapeur a été estimée (1806 10⁻⁷ tep de combustible fossile, 1365 10⁻³ kg d'émission de CO₂) pour la région d'El OUED pendant une journée chaude. Ceci est obtenu à partir du résultat de l'application de la machine dans la ville d'El OUED, où la quantité de glace produite pendant une journée est 11.16kg. Sachant que la consommation d'électricité du congélateur à compression de vapeur pour produire 11.16kg de glace au cours de la journée chaude est presque 2.1kWh à la région d'El OUED [1].

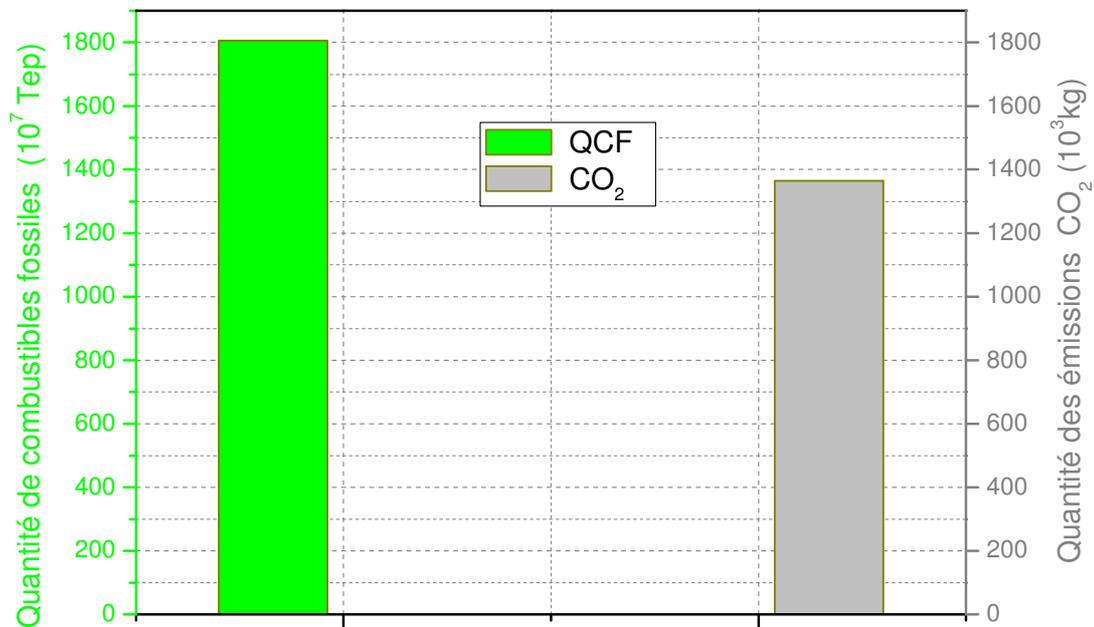


Figure.V.2: Quantité de combustibles fossiles (QCF) et les émissions de CO₂ sauvées par jour

Par conséquent, si la machine sera utilisée, l'énergie électrique sauvée par jour sera de 2.1kWh ou 1806 10⁻⁷tep de combustible fossile. Ce qui correspond à 1365 10⁻³kg d'émission de CO₂ empêché d'être libéré dans l'atmosphère comme le montre la Figure.V.2 ; bien sûr avec l'évitassions d'une pénalité de taxe de 93 10⁻³€ en utilisant cette machine.

V.3.3. Influences des différents paramètres sur les performances de la machine et amélioration.

Dans la partie suivant, les simulations seront effectuées dans le but d'observer l'influence de certains paramètres importants sur la performance et l'efficacité de la machine, il s'agit des paramètres qui ont une relation avec la conception de système capteur/adsorbeur utilisé et la condition de fonctionnement de cette machine. Du fait de leur importance, la quantité de froid produite à l'évaporateur (Q_{ev}), quantité de chaleur absorbée (Q_{in}) par l'adsorbeur durant la phase (chauffage/désorption), l'énergie totale utile (Q_{utile}), la température de régénération à la fin de la phase de désorption-condensation (T_g), la quantité de glace produite (m_{glace}) et le COP_{Th} seront utilisés comme critère d'optimisation dans notre machine.

V.3.3.1. Influences de la température de régénération

Ce paragraphe rend compte de la sensibilité de trois critères du cycle: Q_{ev} , Q_{in} et COP_{Th} à la température de régénération T_g . La température de régénération du cycle T_g est définie comme la température maximale de mélange à la fin de la phase de désorption-condensation [27, 37].

Nous présentons dans la Figure.V.3 la variation du COP_{Th} en fonction de T_g . On voit que le COP_{Th} croît avec la température de régénération T_g jusqu'à un maximum atteint pour une température maximale notée la température régénération optimale ($T_{g-optimal}$). Au-delà de cette température, le COP_{Th} décroît. Cela peut être expliqué comme suit:

En suivant la croissance de la température de régénération, la masse du méthanol désorbée (x_{min}) diminue. La diminution de x_{min} entraîne une augmentation de la masse cyclée (Δx) conduisant à une augmentation de la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_{ev} (Figure V-4). On peut également voir que le COP_{Th} diminue après la température de régénération optimale. Ceci est dû à l'augmentation de la chaleur absorbée Q_{in} plus que la quantité de froid produite Q_{ev} à l'évaporateur comme représenté sur la Figure.V.4.

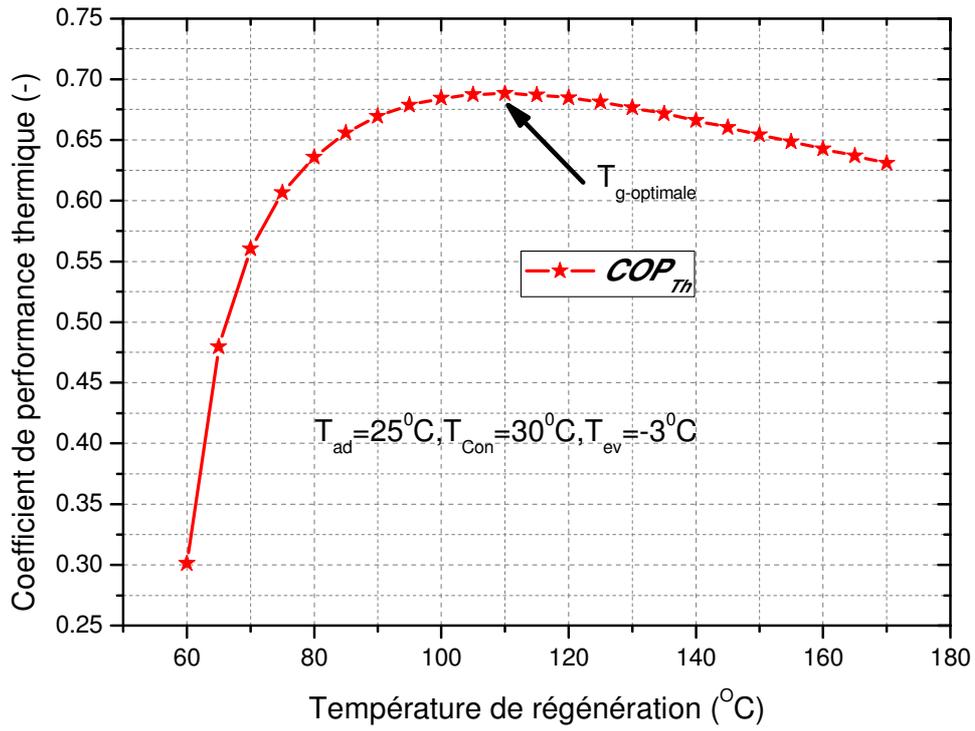


Figure.V.3: Variation du COP_{Th} en fonction de T_g

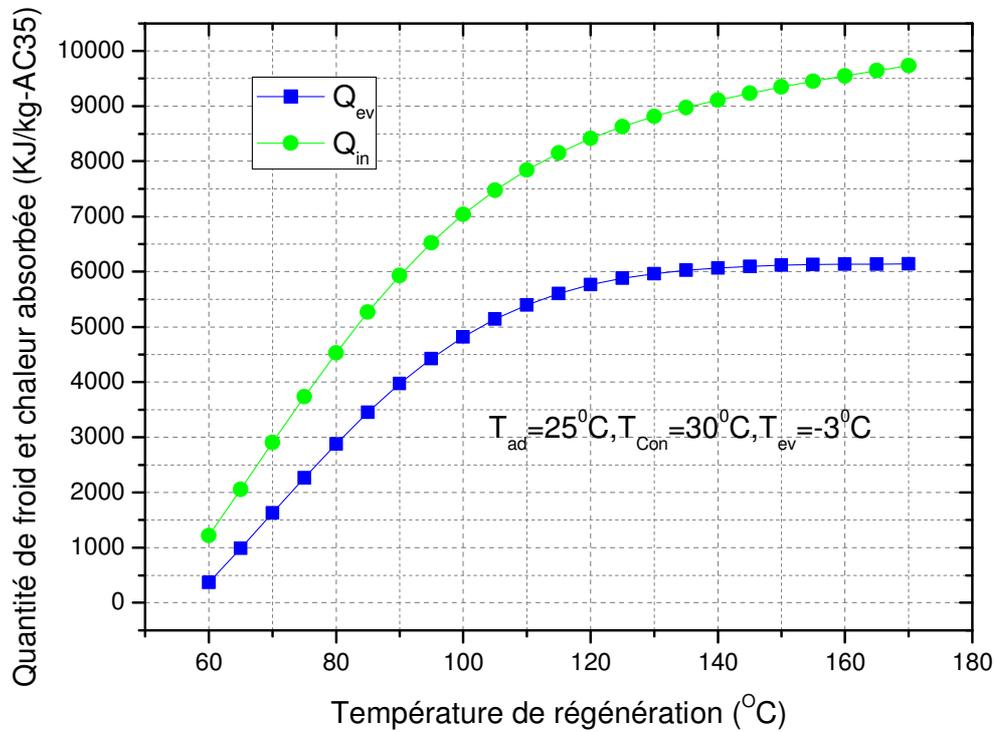


Figure.V.4: Variation de la quantité de froid Q_{ev} et la chaleur absorbée Q_{in} en fonction de la T_g

V.3.3.2. Influences de l'adsorbant (Charbon Actif)

Pour sélectionner l'adsorbant (Charbon Actif) le plus convenable pour étudier de la machine frigorifique solaire à adsorption, nous avons choisis quatre types de charbons actifs avec les échantillons des bases différentes associés avec du méthanol comme réfrigérant. Les propriétés principales sont données dans le Tableau.V.4. En se basant sur les propriétés de chaque type du charbon actif et l'utilisation d'un capteur/adsorbeur simple vitrage avec surface de captation $1m^2$ on a tracé les variations de COP_{Th} , Q_{ev} et Q_{in} en fonction de la température de régénération T_g avec les différents types de charbon actif qui sont donnés dans les Figures .V.5, V.6 et V.7, respectivement. En plus, les influences des différents types de charbon actif sur les critères de cycle de la machine sont donnés dans le Tableau.V.5.

Tableau.V.4 : Propriétés des Charbons actifs [173].

Charbon Actif	Base	$w_0 \cdot 10^3 (m^3/kg)$	$D \cdot 10^7 (1/K)$	n	$C_p (J/kg K)$
AC-35	Bois de pins (<i>Pinewood</i>)	0.425	5.02	2.15	920
G32-H	Noix de coco (<i>Coconut</i>)	0.482	0.194	2.59	950
NORIT RX3-Extra	Tourbe (<i>Peat</i>)	0.551	9.6	2.06	970
Carbo Tech C40/1	Charbon pierre (<i>Stone coal</i>)	0.633	69.15	1.85	1000

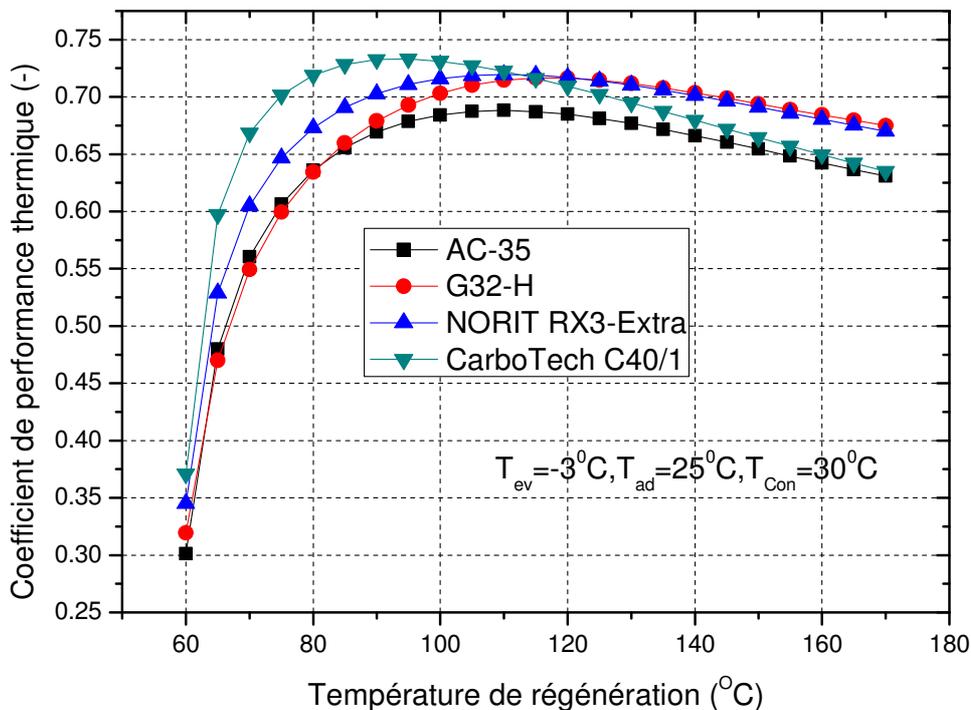


Figure.V.5 : Variation du COP_{Th} en fonction de T_g avec les différents types de AC

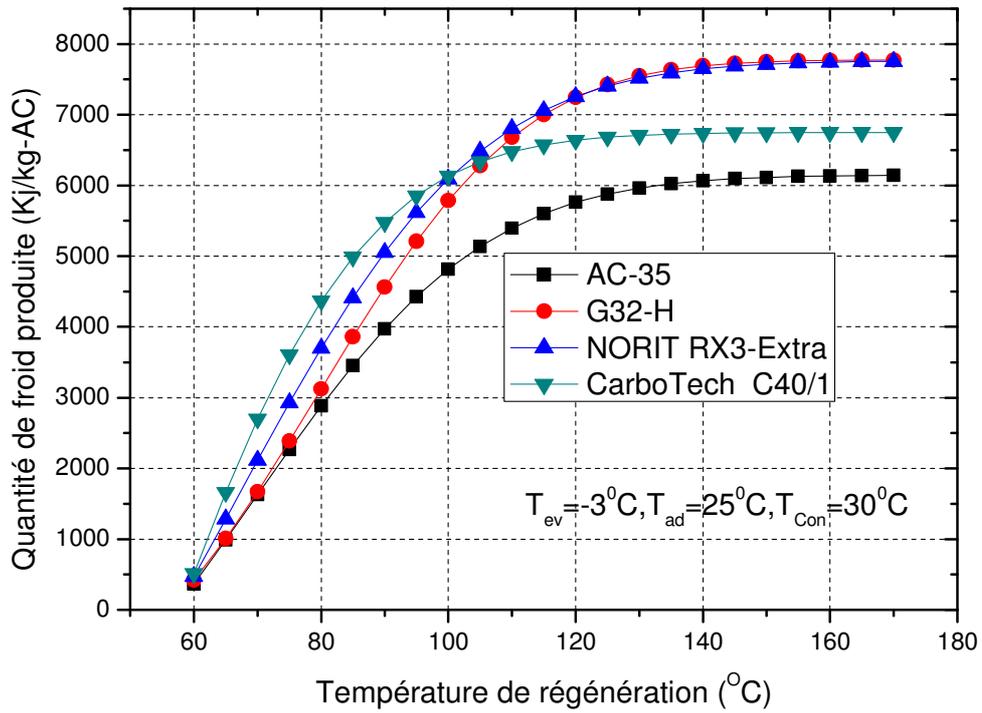


Figure.V.6 : Variation du Q_{ev} en fonction de T_g avec les différents types de AC

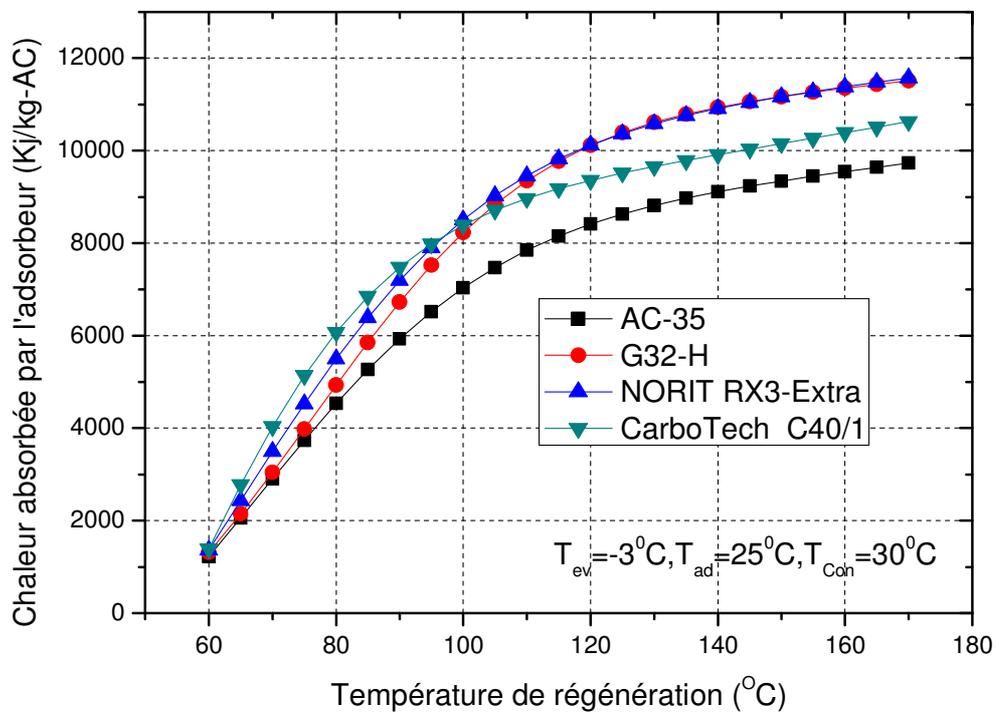


Figure.V.7: Variation du Q_{in} en fonction de T_g avec les différents types de AC

Tableau.V.5: Influence des différents types de AC sur les critères de performance de la machine.

Charbon Actif	Q_{ev} (kJ)	Q_{utile} (kJ)	m_{glace} (kg)	$T_{g-optimal}$ (°C)	COP_{Th}
AC-35	5397.27	16969.17	10.87	110	0.68
G32-H	7001.86	16930.15	10.76	115	0.71
NORIT RX3-Extra	6807.13	17758.61	12.03	110	0.71
Carbo Tech C40/1	5853.88	18740.50	13.65	95	0.73

Le Tableau.V.5 représente respectivement, la quantité de froid (Q_{ev}), l'énergie totale utile (Q_{utile}), la quantité de glace produite (m_{glace}), la température de régénération optimale à la fin de la phase de désorption-condensation ($T_{g-optimal}$) et le COP_{Th} . D'après ce tableau, le charbon actif CarboTechC40/1 donne toujours des bonnes et meilleures performances (quantité de glace produite et le COP_{Th} avec la basse température de désorption) par rapport aux autres types des charbons actifs; par conséquent, c'est le type le plus approprié pour étudier la machine frigorifique solaire à adsorption et la réaliser.

V.3.3.3. Influence du matériau de construction des tubes d'adsorbent

La performance de la machine frigorifique solaire à adsorption est fortement influencée par le matériau de construction et les parties métalliques de l'adsorbent [54].

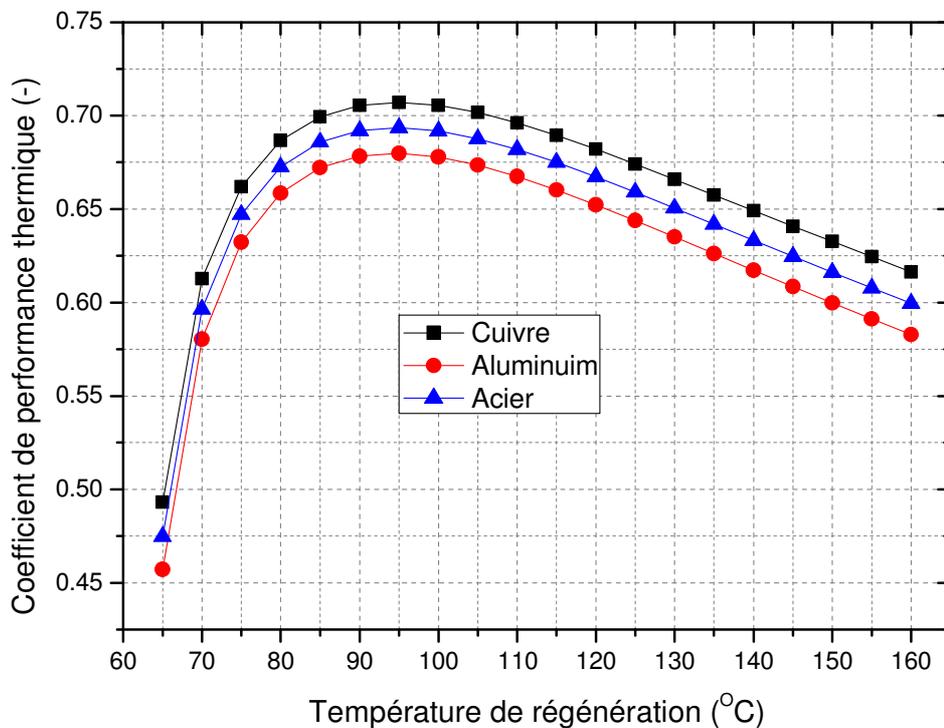


Figure.V.8: Influences du matériau de construction de l'adsorbent sur le COP_{Th}

Les résultats discutés jusqu'à présent où les tubes de l'adsorbeur étaient à partir de matériau de cuivre. En effet, le cuivre c'est matériau qui augmente le coût du capteur/adsorbeur. Dans cette section l'objectif sera de comparer entre le cuivre et l'autre matériau de construction (aluminium et acier) en raison de ses coûts, de ses abondances et de ses poids.

L'influence du matériau de construction des tubes d'adsorbeur sur le COP_{Th} et Q_{utile} est représentée sur la Figure.V.8 et V.9. On constate que, le cuivre peut atteindre une performance relativement élevé par rapport aux autres matériaux de construction. Vu que notre raisonnement est basé sur les chaleurs spécifiques ou les capacités calorifiques on était abouti à une faible différence entre leurs performances (non significative). Aussi, la contribution de la chaleur sensible utilisée pour le chauffage de capteur/adsorbeur en cuivre est moins que celle utilisé pour le chauffage de capteur/adsorbeur en aluminium, comme le montre la Figure.V.10. Du point de vue économique, l'utilisation du cuivre peut présenter quelques difficultés par rapport à l'aluminium due à la cherté du premier en plus sa lourdeur dans le capteur/adsorbeur au moment de son installation. Quant aux résultats, ils montrent l'accord avec ceux de simulation obtenus par Ogueke et Anyanwu, dans son étude de comparaison entre le cuivre et l'aluminium, pour améliorer la performance du capteur/adsorbeur [111].

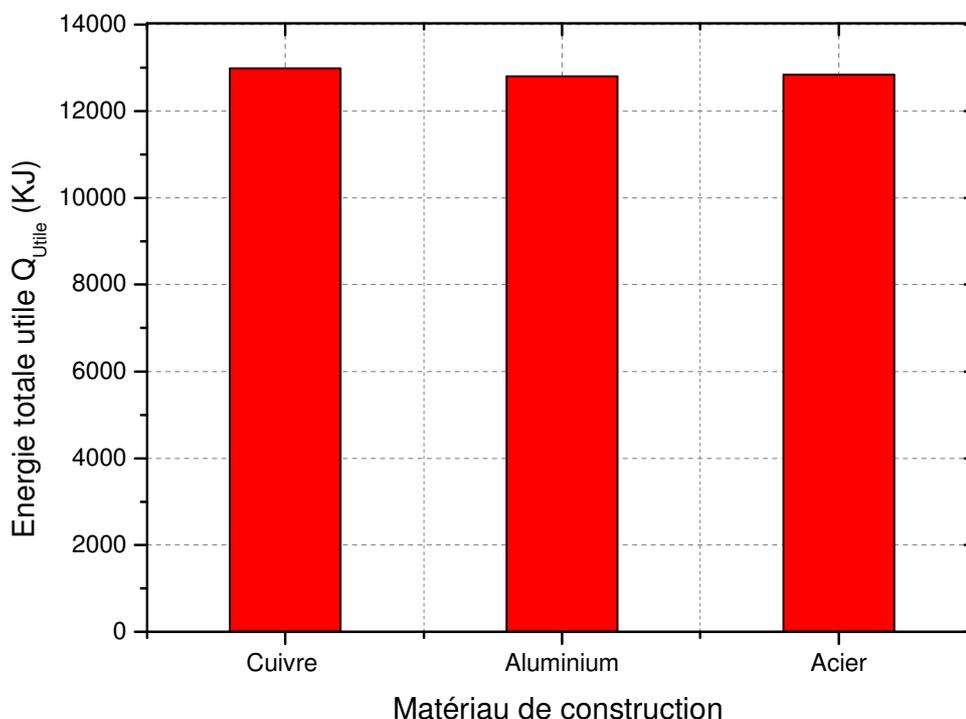


Figure.V.9: Influences du matériau de construction de l'adsorbeur sur le Q_{Utile}

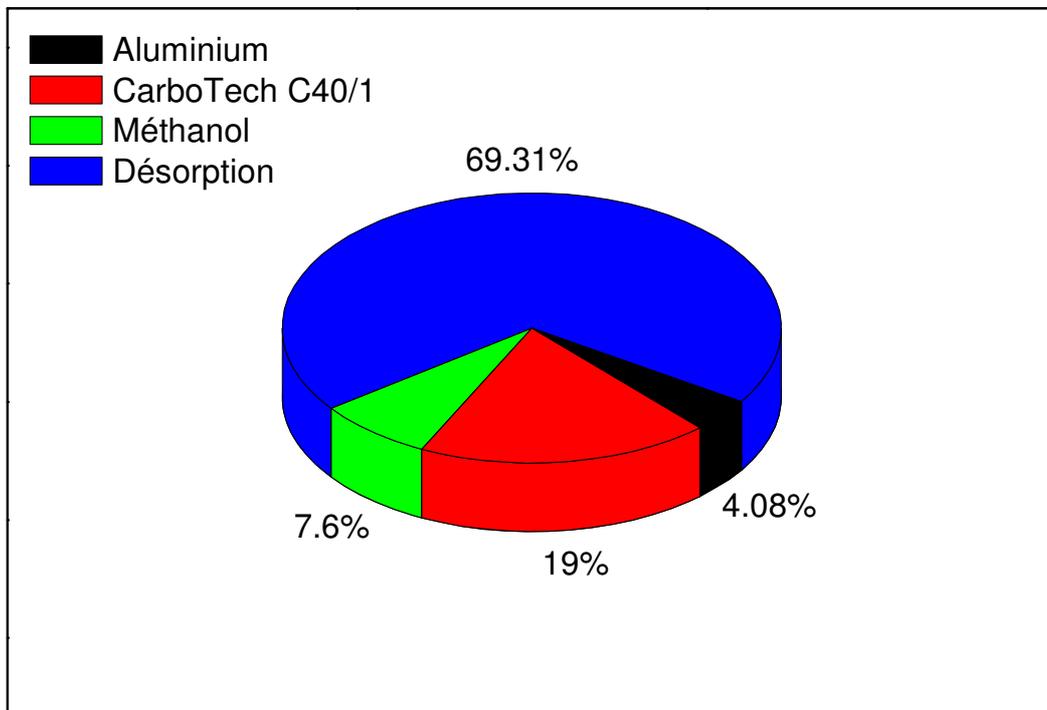
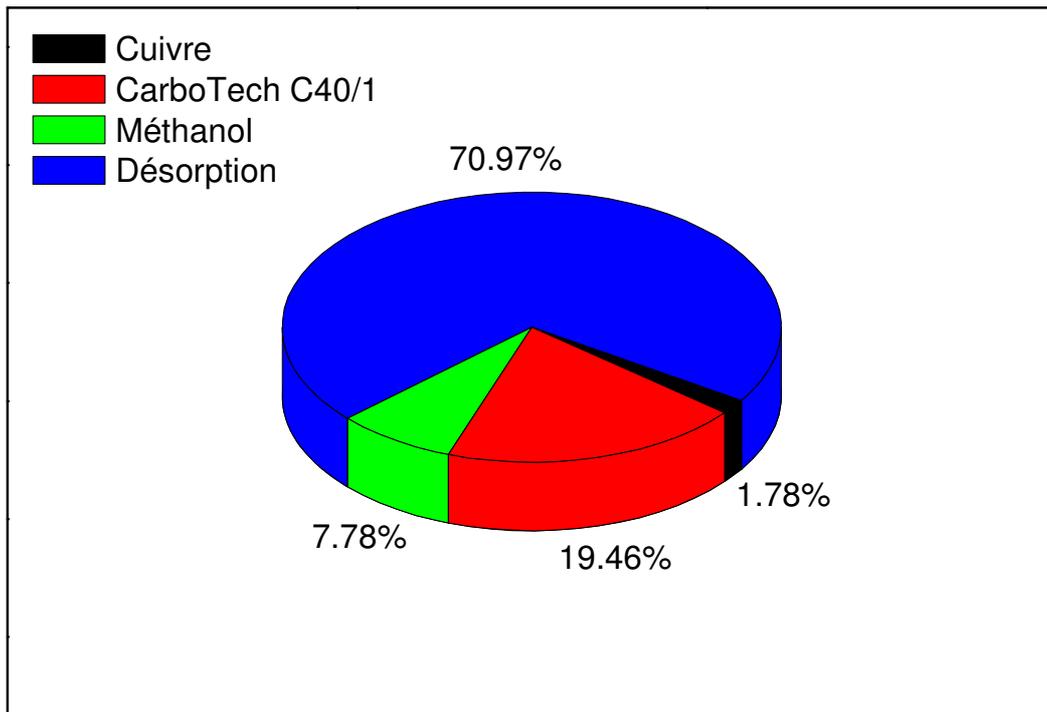


Figure.V.1: Répartition de différentes chaleurs absorbées par l'adsorbent en fonction de son matériau de construction.

V.3.3.4. Influence des conditions de fonctionnement

Dans les sections suivantes, plusieurs simulations seront effectuées dans le but d'observer l'influence de certains paramètres sur le modèle. Le choix de ces paramètres est assez facile, il s'agit de paramètre qui a une relation avec les conditions de fonctionnement de la machine. Les critères COP_{Th} , Q_{ev} , Q_{utile} et m_{glace} seront utilisés comme critères d'études dans notre machine.

V.3.3.4.1. Influence de la température d'adsorption

Dans les applications de la réfrigération solaire à adsorption, la température d'adsorption est souvent gouvernée par la température ambiante [51]; elle dépend également de la construction de la machine, qui peut favoriser le refroidissement nocturne. Pour aboutir à cette condition certaines modifications ont été faites, par exemple: l'utilisation des volets d'aération et enlèvement de couverture de vitre du capteur/adsorbent [3,174].

L'influence de la température d'adsorption (ambiante) sur les critères de performance de la machine (COP_{Th} , Q_{utile} , Q_{ev} et m_{glace}) est illustrée sur la Figure.V.11 et V.12.

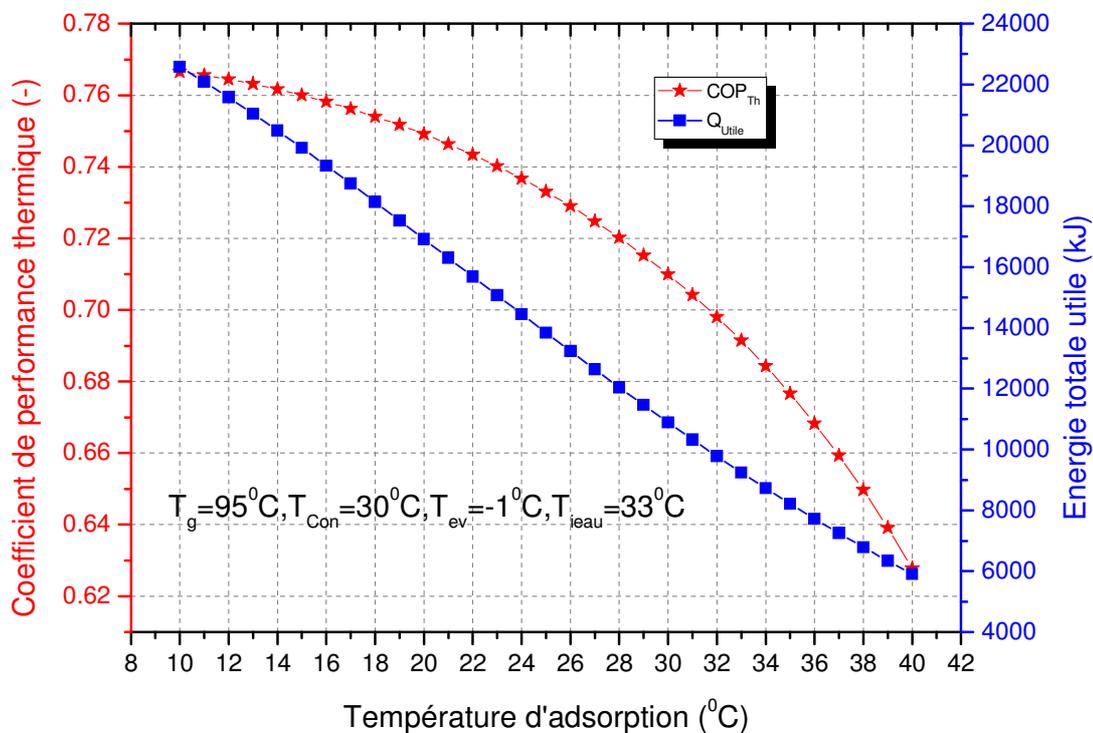


Figure.V.11: Influences de la température d'adsorption sur COP_{Th} et Q_{utile}

D'après ces figures, on constate que lorsque la température d'adsorption (T_{ad}) augmente, le COP_{Th} , Q_{utile} , Q_{ev} et m_{glace} diminuent, ceci est dû au fait que l'augmentation de la température d'adsorption conduit à la diminution de la masse totale du méthanol adsorbée (x_{max}), et par conséquent, la masse cyclée (Δx) diminue, ce qui entraîne une diminution de la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_{ev} (voir Figure.V.12). Donc, le COP_{Th} , Q_{utile} et m_{glace} diminue. Ceci peut s'expliquer d'une autre façon : l'augmentation de la température d'adsorption (ambiante) induit une augmentation de la température seuil de désorption (T_{sd}) conduisant une augmentation de la température de régénération; ce qui entraîne une diminution de COP_{Th} , Q_{utile} , Q_{ev} et m_{glace} . Ces résultats sont en accord avec ceux trouvés par H.Z. Hassan et al [24].

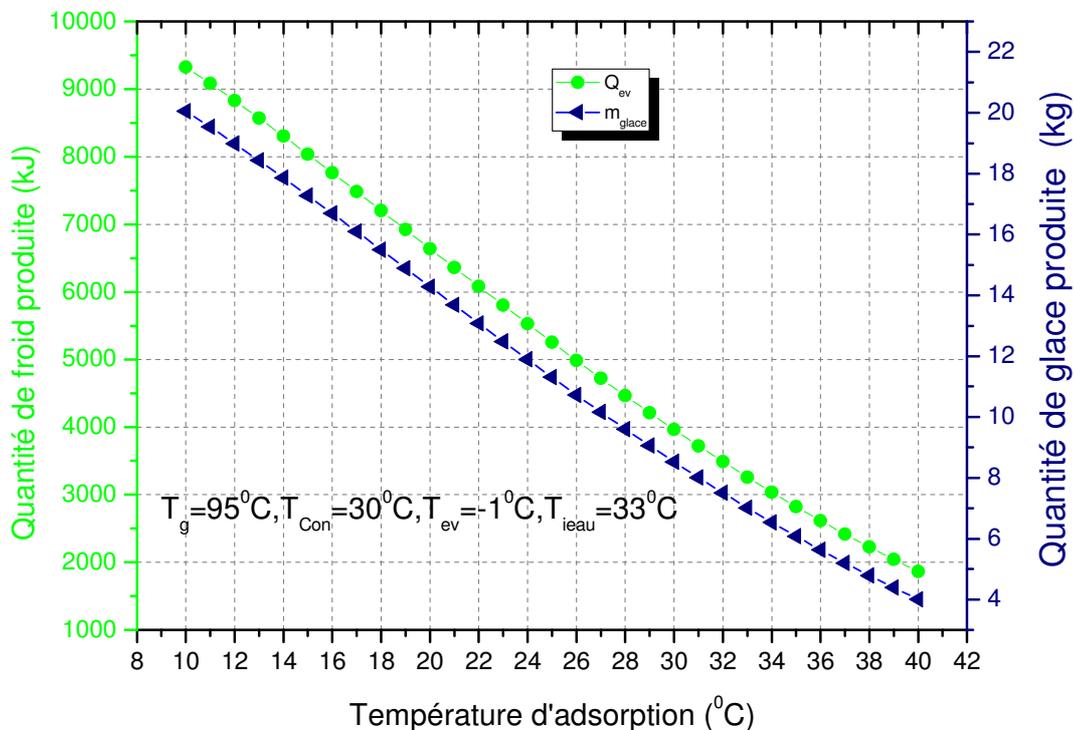


Figure.V.12: Influences de la température d'adsorption sur Q_{ev} et m_{glace}

V.3.3.4.2. Influence de la température de condensation

Dans le cas de notre machine, il est difficile de fixer la température de condensation. Cette dernière dépend de plusieurs facteurs aléatoires liés au climat dans la région d'application et cela est valable pour un condenseur à air que pour un condenseur à eau [175]. Par conséquent, la température de condensation pour un condenseur à air ne peut être inférieure à la température ambiante [52].

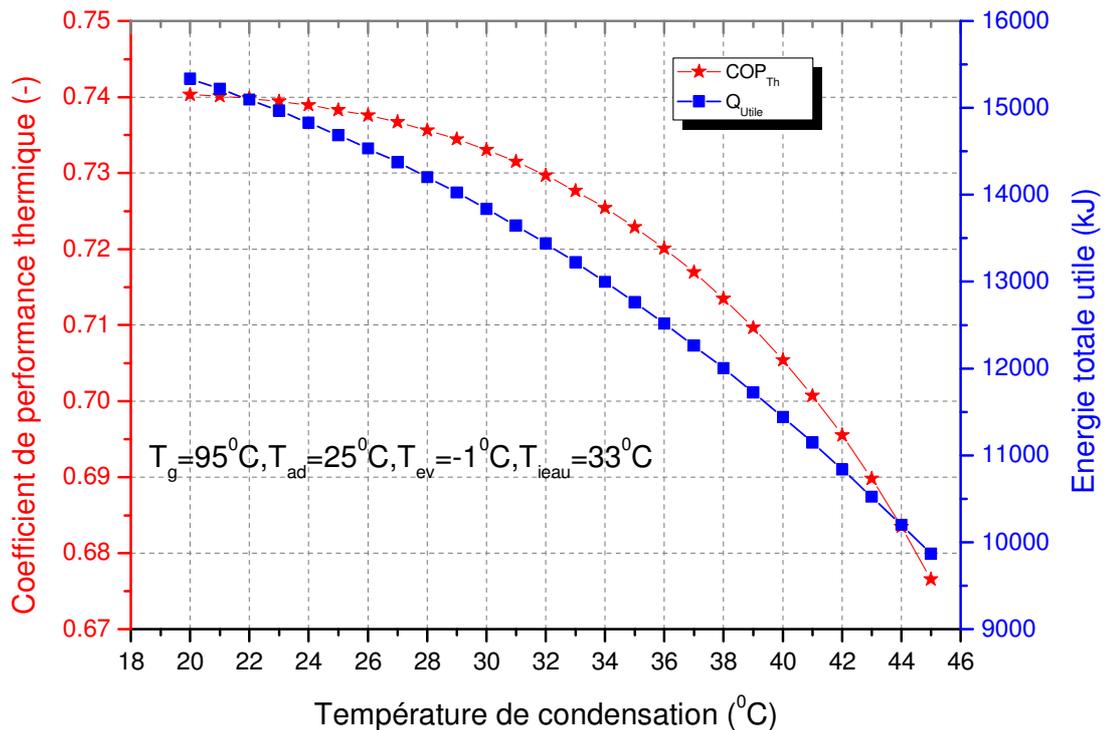


Figure.V.13: Influences de la température de condensation sur COP_{Th} et Q_{utile}

Les Figures.V.13 et V.14 représentent l'influence de la température de condensation sur les critères de performance de la machine. Il est bien clair d'après cette figure que l'influence de la température de condensation est analogue à l'influence de la température d'adsorption (ambiante) sur les critères de performance de la machine. Ceci est expliqué par l'effet que l'augmentation de la température de condensation conduit à une augmentation de la pression de condensation amenant un retard de phase de désorption, impliquant une diminution de la quantité de méthanol désorbée ; donc, une diminution de la masse cyclée (Δx) de méthanol se produit et par conséquent, une diminution de la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_{ev} comme le représente la Figure.V.14, ce qui entraîne une diminution de COP_{Th} , Q_{utile} et m_{glace} . D'une autre façon: lorsque T_{Con} augmente, la pression à laquelle s'effectue la désorption augmente aussi, cela implique l'augmentation de la température seuil de désorption (T_{sd}), entraînant une augmentation de la température de régénération T_g . Ces résultats sont conformes avec plusieurs études, par simulation et expérimentaux, obtenus auparavant [27, 28, 149].

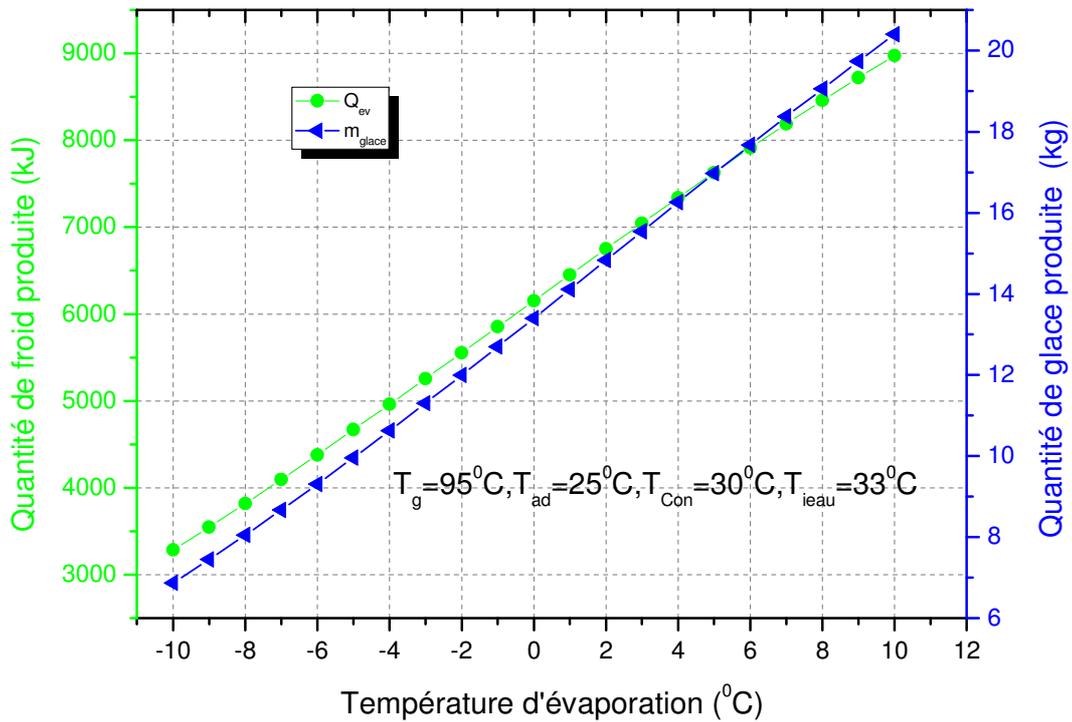


Figure.V.14: Influences de la température de condensation sur Q_{ev} et $m_{glacé}$

V.3.3.4.3. Influence de la température d'évaporation

Les Figures.V.15 et V.16 illustrent l'influence de la température d'évaporation sur les critères de performance de la machine. On observe que lorsque la température d'évaporation augmente, le COP_{Th} , Q_{utile} , Q_{ev} et $m_{glacé}$ augmentent. Cela peut être justifié par l'incrément de température d'évaporation conduisant à une augmentation de la pression d'évaporation qui à son tour accélère la phase d'adsorption, et augmente la masse adsorbée dans le capteur/adsorbeur au début du cycle, ce qui conduit à une augmentation de la masse cyclée (Δx) et par conséquent, une augmentation de la quantité de froid produite à l'évaporateur Q_{ev} comme le montre la Figure.V.16, et qui entraîne une augmentation de COP_{Th} , Q_{utile} et $m_{glacé}$. D'une autre manière: l'augmentation de la pression et la masse adsorbée au début de cycle implique une diminution de la température seuil de désorption T_{sd} ; cette dernière entraîne une diminution de la température de régénération T_g . Ces résultats montrent bien l'accord avec les résultats obtenus dans la littérature [28, 143].

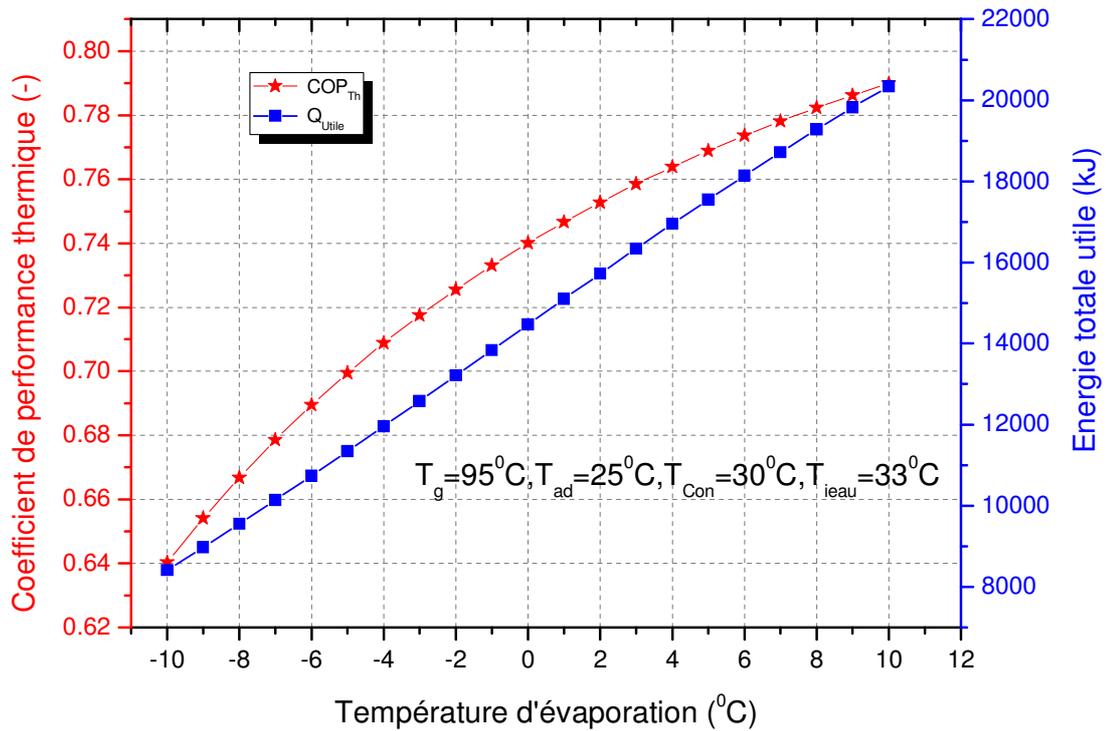


Figure.V.15: Influences de la température d'évaporation COP_{Th} et Q_{utile}

V.3.3.4.4. Influence de la température initiale d'eau

La Figure.V.17 montre l'influence de la température initiale d'eau sur la quantité de glace produite on fonction de la variation de température d'évaporation. On constate d'après cette figure que l'augmentation de la température initiale de l'eau (à partir de 10 °C à 40 °C), la quantité de glace produit diminue alors que l'augmentation de la température d'évaporation conduit à une augmentation de production de glace. Ceci pourrait être dû à la chaleur sensible nécessaire pour refroidir l'eau à l'intérieur d'un réservoir de stockage dans l'évaporateur, le même effet se passe sur la quantité de glace produite surtout lorsque la température d'évaporation est élevée. Ce résultat est similaire à celui observé par Qasem et El-Shaarawy [28].

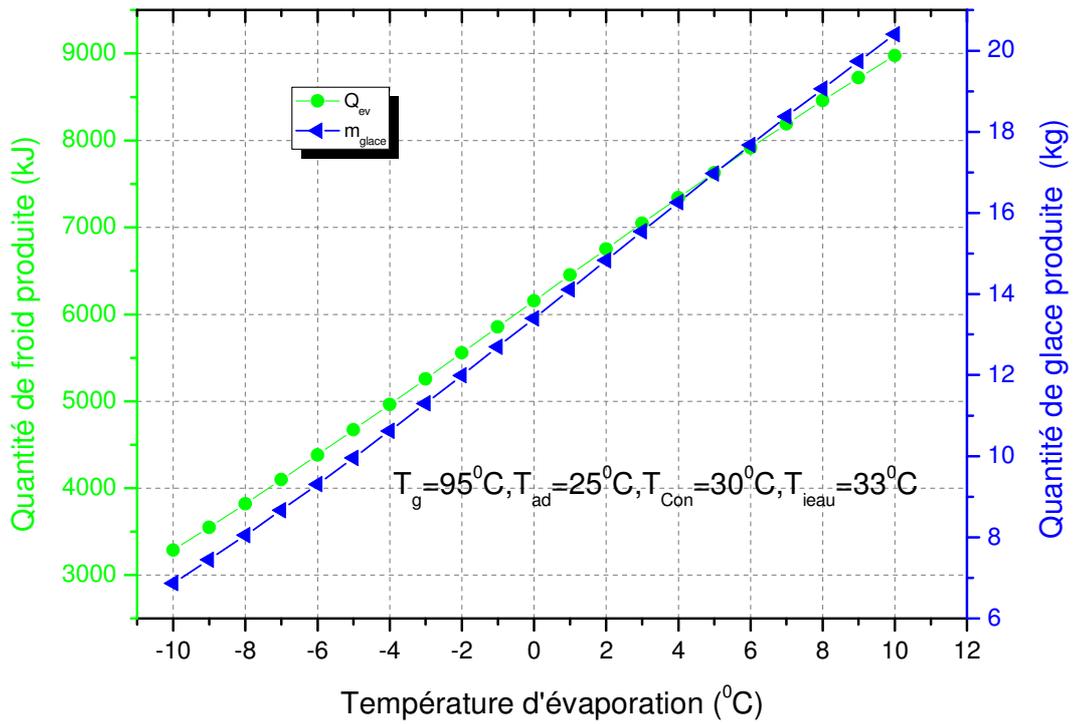


Figure.V.16: Influences de la température d'évaporation sur Q_{ev} et m_{glace}

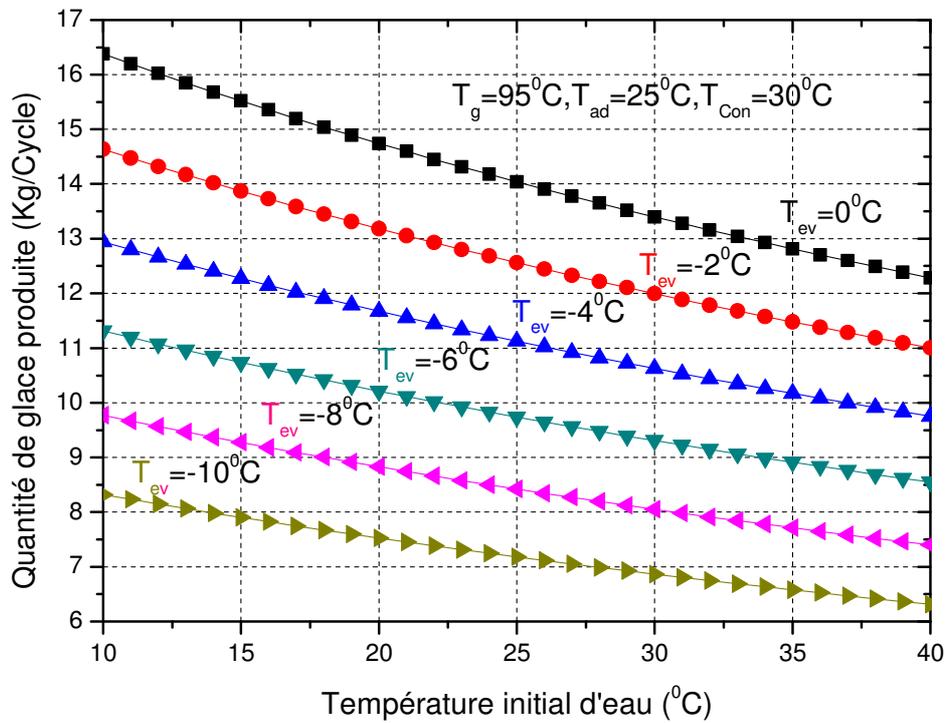
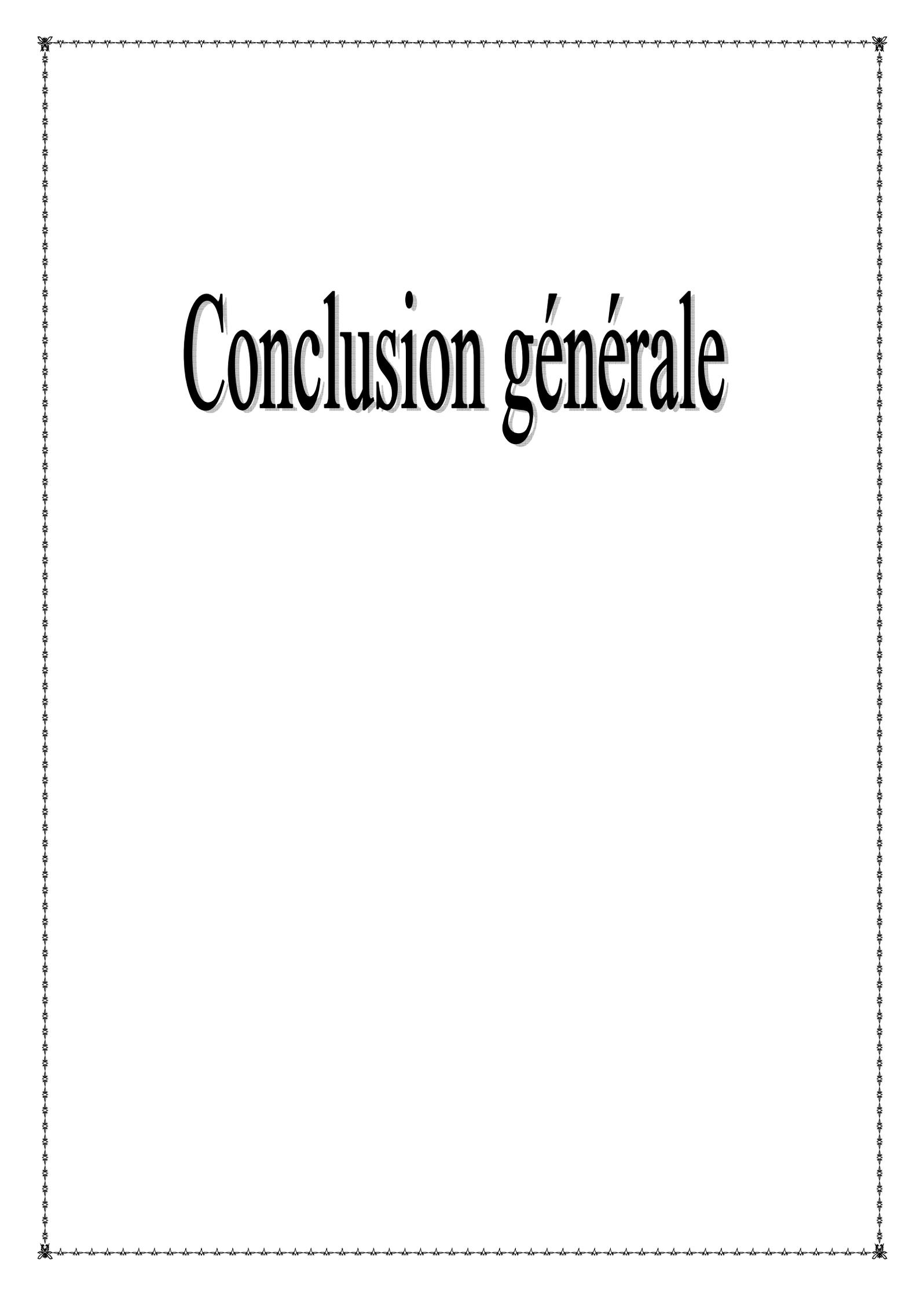


Figure.V.17: Influences de la température initial d'eau sur la quantité de glace produite avec variation de température d'évaporation

V.4. Conclusion partielle

D'après les résultats obtenus de ce chapitre et le chapitre précédent, on conclue que: la région d'EL-OUED est caractérisée par un potentiel solaire très élevé pour la production de la glace, en utilisant la machine frigorifique solaire à adsorption. À titre de comparaison, l'avantage dans cette machine par rapport à celle de système de congélation à compression de vapeur, est d'économiser de l'énergie électrique par jour et réduire l'émission de CO₂ dans l'atmosphère. Tous les résultats obtenus nous amène à l'intérêt de ce type de machine et engager la conception de ce système d'une façon très fiable.



Conclusion générale

Conclusion générale

L'objectif de cette thèse était l'étude et le dimensionnement d'une machine fonctionnant avec les phénomènes d'adsorption qui utilise l'énergie solaire comme source pour la production de froid, en particulier dans la région saharienne, où ce principe est appliqué dans la machine frigorifique. Cette machine permet de couvrir les besoins frigorifiques sur une large plage de température. Due à ces avantages qui sont très nombreux tels que:

Une bonne alternative pour contribuer principalement dans un nombre considérable de domaines de la vie humaine (fabrication de la glace, de la climatisation, la conservation des aliments et le stockage du vaccin), notamment dans les zones rurales isolées. En outre ce machine par rapport aux systèmes à compression de vapeur classiques, est simple, pas cher, peut être actionné sans pièces mobiles. La machine est exempte de substances toxiques et nocives pour l'environnement (réfrigérants naturels tels que l'eau, l'ammoniac et le méthanol). Mais elle souffre, en comparaison avec les systèmes à compression, d'une performance énergétique faible.

Ce travail a été conduit dans le but d'analyser et déterminer des performances de la machine, en plus l'étude des influences des différents paramètres et la condition de fonctionnement sur la performance énergétique de la machine et son amélioration.

Dans notre travail une méthode de modélisation mathématique, pour économiser du temps et de l'argent, est adaptée. Cette méthode est plus souple à utiliser pour simuler les variations de des différents paramètres essentielles qui affectent la performance de la machine. Dans ce contexte et à lumière des résultats disponibles dans littérature, nous avons fixé dans le présent travail trois buts principaux:

- ❖ Estimation du rayonnement solaire instantané reçu par une surface inclinée dans la région saharienne d'EL-OUED.
- ❖ Modélisation mathématique du cycle thermodynamique idéal d'une machine frigorifique solaire à adsorption, et l'application de cette modélisation pour investiguer les bénéfices de la machine tels que le profit économique et l'impact environnemental.
- ❖ L'étude de l'influence des différents paramètres et les conditions de fonctionnement (température de fonctionnement) sur les critères des performances de la machine.

Une code de calcul, basé sur le modèle mathématique, a été développé pour estimer le rayonnement solaire instantané reçu en surface du capteur/adsorbeur inclinée dans la région d'application (El-OUED). Aussi la validation de ces résultats a fait partie de ce travail.

Le modèle statique du cycle de machine que nous avons établi est basé sur la thermodynamique des états d'équilibre via le modèle de Dubinin-Astakhov (modèle permettant le calcul de la masse adsorbée et désorption en fonction de la température et la pression).

L'étude de fonctionnement de la machine est abordée par une analyse thermodynamique classique des bilans thermique des quatre phases du cycle idéal et sur certaines considérations telles que:

- La négligence des effets de la cinétique d'adsorption ;
- Le réfrigérant (méthanol vapeur) se comporte comme un gaz parfait;
- Les effets de chaleur sensible de la phase vapeur sont négligeables;
- La résistance au transfert de masse dans les micropores, les macropores et dans les espaces interstitiels est négligeable ;
- Et en fin l'effet des pertes thermiques, associées au chauffage de capteur/adsorbeur, sont négligeables, visant à assurer une optimisation des performances.

Cependant, l'application de ce modèle nécessite une connaissance des caractéristiques thermodynamiques du couple utilisé (charbon actif/réfrigérant). Nous avons aussi adaptée le méthanol comme réfrigérant vu qu'il a été signalé dans le littérature que celui-ci reste le meilleur adsorbat comparé à ceux existants jusqu'à présent.

Pour la résolution des équations du modèle, nous avons utilisé la méthode des Trapèzes. La solution permet d'analyser et déterminer les critères des performances de la machine en plus l'étude des influences des différents paramètres sur la performance de la machine et son amélioration. La validation des résultats numériques à partir de la résolution du modèle développé, a été faite via une comparaison avec les résultats simulés de la littérature.

Les résultats obtenus nous ont permis de tirer les conclusions suivantes:

- La région EL-OUED est caractérisée par un potentiel solaire très élevé et le rayonnement solaire instantané reçu est bien maximale en utilisant la valeur d'angle optimale du capteur/adsorbeur.
- Le bilan énergétique, de l'ensemble de la machine, a été déterminé avec une erreur relative de $1.46 \cdot 10^{-4} \%$ ce qui valide la précision des calculs.
- Le COP thermique de 0.618 avec la quantité de froid produite, Q_{ev} , de 5398.60 kJ et la quantité de chaleur absorbée par l'adsorbeur, Q_{in} , 8724.36 kJ. Ainsi, la production total de glace (m_{glace}) quotidienne 11.16 kg à $-3^{\circ}C$, ceci correspond à 21 kg de charbon actif (AC-35) à

l'intérieur capteur/adsorbeur. Cela signifie que, 1kg de AC-35 à l'intérieur de l'adsorbeur produit une masse de glace quotidienne de 0.531kg à une température -3°C .

- Du côté économique, l'application de la machine dans la région d'El OUED peut amener à économie d'énergie électrique par jour d'environ 2.1kWh ou $1806 \cdot 10^{-7}$ tep de combustible fossile. Ce qui correspond à $1365 \cdot 10^{-3}$ kg d'émission de CO_2 empêché d'être libéré dans l'atmosphère en évitant une pénalité de taxe de $93 \cdot 10^{-3}$ € en utilisant cette machine.

- La performance de la machine dépend fortement de température de régénération.

- Le type le plus convenable de charbon actif utilisée comme adsorbant est basée sur le charbon en pierre (CarboTech C40/1) par rapport à d'autres types de charbon actif (AC-35, G32-H et NORIT RX3- Extra) associé avec du méthanol comme réfrigérant dans la machine.

- Le cuivre peut atteindre une performance relativement élevé par rapport à l'autre matériau de construction (Aluminium et Acier), mais on opte pour l'utilisation de l'aluminium vu son coût et sa légèreté.

- L'augmentation de la température d'évaporation entraîne une augmentation des performances de la machine. Par contre, les températures de condensation et d'adsorption (ambiante) conduisent à une diminution de la performance de la machine. Alors que, la quantité de glace produite peut être améliorée lorsque la température initiale de l'eau est diminuée.

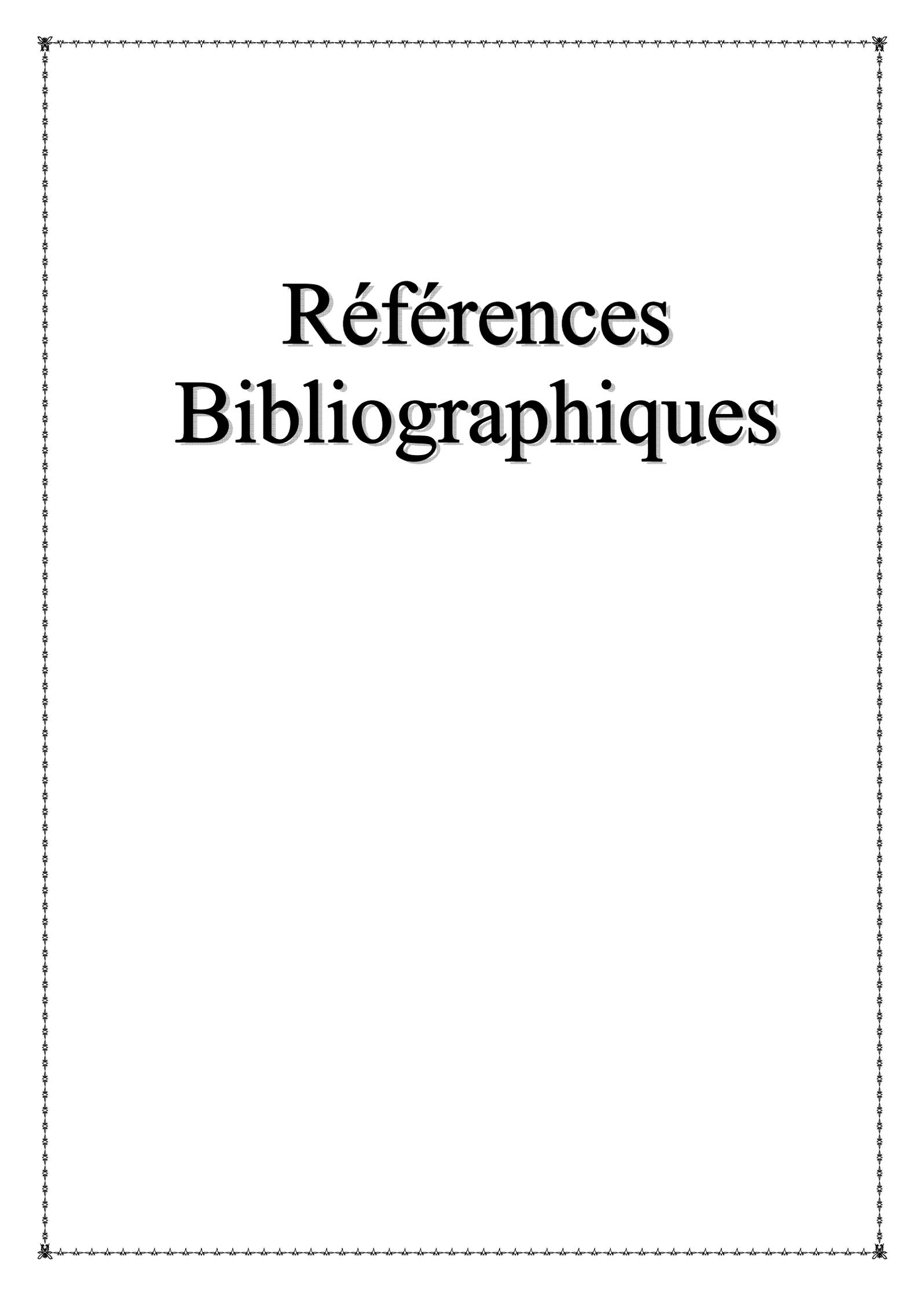
Finalement, la suite de notre travail débouche sur les perspectives suivantes:

- À réaliser une étude expérimentale afin de faire une comparaison entre les résultats théoriques et expérimentaux.

- À réaliser une étude théorique et expérimentale d'une machine solaire à adsorption alimenté par capteur solaire de type Cylindra-Parabolique ont utilisé le couple (Charbon actif/ammoniac).

- Une étude techno-économique de la machine.

- Du fait que l'optimisation de la machine effectué dans ce travail n'est qu'une optimisation énergétique. On aura comme perspectives en parallèle de réaliser la machine de tenir compte de tous les frais d'usinage, de montage ainsi que du coût des matières de construction et de dimensionnement via la réalisation d'une unité pilote, commercialisable, destinée spécialement aux applications domestiques dans les zones rurales Algériennes.



Références Bibliographiques

Références Bibliographique

- [1] **Données des consommations d'énergie électrique dans la wilaya d'El Oued**, Société de distribution de l'électricité et du gaz (SDC), EL-OUED, 2014.
- [2] **MARIF Yacine**, Caractérisation d'un concentrateur cylindro-parabolique de dimensions réelles au sud de l'Algérie: Région d'Ouargla. Thèse de doctorat en physique énergétique, université Ouargla 2015.
- [3] **Errougani Abdelmoussehel**, Fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif-méthanol dans le site de rabat. Thèse de doctorat en physique énergétique, Université Mohammed V, Rabat 2007.
- [4] **Qasem Naef A. A, El-Shaarawi Maged A. I**, Improving ice productivity and performance for an activated carbon/methanol solar adsorption ice-maker. *Solar Energy* 98 (2013) 523-42.
- [5] **Khairul Habib, Bidyut Baran Saha, Anutosh Chakraborty, Shigeru Koyama, Kandadai Srinivasane**, Performance evaluation of combined adsorption refrigeration cycles. *Int. J. Refrig* 34 (2011) 129-137.
- [6] **Hassan H.Z, Mohamad A.A, Al-Ansary H.A, Alyousef Y.M**, Dynamic analysis of the CTAR (constant temperature adsorption refrigeration) cycle. *Energy* 77 (2014) 852-858.
- [7] **Vasta S, Maggio G, Santori G, Freni A, Polonara F, Restuccia G**, An adsorptive solar ice-maker dynamic simulation for north Mediterranean climate. *ECM* 49 (2008) 3025-35.
- [8] **Lemmini F, Errougani A**, Building and experimentation of a solar powered adsorption refrigerator. *Renewable Energy* 30 (2005) 1989-2003.
- [9] **Lemmini Fatiha, Errougani Abdelmoussehel**, Experimentation of a solar adsorption refrigerator in Morocco. *Renewable Energy* 32 (2007) 2629-2641.
- [10] **Zhao Huizhong, Zhang Min, Zhenyan Liu, Yanling Liu, Xiaodong Ma**, Mechanical and experimental study on freeze proof solar powered adsorption cooling tube using active carbon/methanol working pair. *ECM* 49 (2008) 2434-8.
- [11] **Ji Xu, Li Ming, Fan Jieqing, Zhang Peng, Luo Bin, Wang Liuling**, Structure optimization and performance experiments of a solar-powered finned-tube adsorption refrigeration system. *Applied Energy* 113 (2014) 1293-300.
- [12] **Gritoph R. E**, An ammonia carbon solar refrigerator for vaccine cooling. *Renew Energy* 5 (1994) 502-8.

Références Bibliographique

- [13] **El Fadar A, Mimet A, Pérez-Garcia M**, Modeling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector. *Solar Energy* 83 (2009) 850-61.
- [14] **Wu Wei-Dong, Zhang Hua, Sun Da-Wen**, Mathematical simulation and experimental study of a modified zeolite 13X-water adsorption refrigeration module. *ATE* 29 (2009) 645-51.
- [15] **Y. Z. Lu, R. Z. Wang, Zhang M, Jiangzhou S**, Adsorption cold storage system with zeolite-water working pair used for locomotive air conditioning. *ECM* 44 (2003) 1733-43.
- [16] **K. C. Alam Amanul, Saha Bidyut Baran, Akisawa Atsushi**, Adsorption cooling driven by solar collector: a case study for Tokyo solar data. *ATE* 50 (2013) 1603-9.
- [17] **Khairul Habib, Bidyut Baran Saha, Shigeru Koyama** Study of various adsorbent-refrigerant pairs for the application of solar driven adsorption cooling in tropical climates. *Applied Thermal Engineering* (2014) 1-9.
- [18] **A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, T. El Rhafiki, Y. Mourad, Y. Zeraouli**. Optimal working pairs for solar adsorption cooling applications. *Energy* 79 (2015) 235-247.
- [19] **Critoph RE, Vogel R**, Possible adsorption pairs for use in solar cooling. *Ambient Energy* 4 (1986) 183-90.
- [20] **Meunier F**, Theoretical performance of solid adsorbent cascading cycles using the zeolite/water and active carbon/methanol pairs: four cases studies. *HRS* 6 (1988) 491-8.
- [21] **Anyanwu E.E**, Review of solid adsorption solar refrigeration II: an overview of the principles and theory. *ECM* 45 (2004) 1279-95.
- [22] **Jing Hu, Exell RHB**, Simulation and sensitivity of an intermittent solar powered charcoal/methanol refrigerator. *Renew Energy* 4 (1994) 133-49.
- [23] **Hassan H. Z, Mohamad A. A, Bennacer R**, Simulation of an adsorption solar cooling system. *Energy* 36 (2011) 530-7.
- [24] **Hassan H.Z, Mohamad A.A., Al-Ansary H.A.** Development of a continuously operating solar-driven adsorption cooling system: Thermodynamic analysis and parametric study. *Applied Thermal Engineering* 48 (2012) 332-341.
- [25] **Louajari M, Mimet A, Ouammi A**, 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 (2011) 690-8.
- [26] **Al Mers A, Azzabakh A, Mimet A, El Kalkh H**, Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated carbon-ammonia pair. *ATE* 26 (2006) 1866-75.

Références Bibliographique

- [27] **Chekirou. W**, Étude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, thèse de doctorat, Constantine, 2008.
- [28] **Naef A.A. Qasem, Maged A.I. El-Shaarawi**. Thermal analysis and modeling study of an activated carbon solar adsorption icemaker: Dhahran case study. *Energy Conversion and Management* 100 (2015) 310-323.
- [29] **Douss N and Meunier F** effect of operating temperatures on the coefficient of performance of active carbon-methanol systems. *Heat Recovery Systems & CIIP* Vol. 8, No. 5, pp. 383-392, 1988
- [30] **Li M, Wang R. Z**, Heat and mass transfer in a flat plate solar solid adsorption refrigeration ice maker. *Renewable Energy* 28 (2003) 613-22.
- [31] **Medini N, Marmottant B, Golli ES, Grenier P**, Study of a solar icemaker machine. *IJ Refrigerate* 14 (1991) 363-7.
- [32] **M. Li, R. Z. Wang, Y.X. Xu, J.Y. Wu, A. O, Dieng**. Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker. *Renewable Energy* 27 (2002) 211-221.
- [33] **Critoph R. E, Turner L. L**. Heat transfer in granular activated carbon beds in the presence of adsorbable gases. In. *J. Heat Mass Transfer* 1995; 38:1577-85.
- [34] **Zhao Huizhong, Zhang Min, Lv Jing, Yu Guoqing, Zou Zhijun**, Thermal conductivities study of new types of compound adsorbents used in solar adsorption refrigeration. *ECM* 50 (2009) 1244-8.
- [35] **Krache. L**, Contribution à l'étude théorique d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le cycle zéolithe 13X-eau, thèse de Magister, Constantine, 1996.
- [36] **Rapin P. J**, Installations frigorifiques. Tomes 1 et 2, P.V.C. Edition, Paris (1975).
- [37] **EL Almers. A**, Étude du transfert de chaleur et de masse dans un lit fixe de charbon actif réagissant par adsorption avec l'ammoniac-application à la modélisation d'une machine frigorifique solaire, thèse de Doctorat, Tetouan, 2002.
- [38] **Meunier F**, La sorption solide: une alternative au CFCs I.I.F-IJ.R, commission BI, Paris (1992) 56-64.
- [39] **Sarbu I, Sebarchievici. C**, Review of solar refrigeration and cooling systems. *Energy Building* 67 (2013) 286-97.
- [40] **Li Z. F, Sumathy K**, Simulation of a solar absorption air conditioning system, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 313-327.
- [41] **Sriksirin P, S. Aphornratana, S. Chungpaibulpatana**, A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5 (2001) 343-3

Références Bibliographique

- [42] **Marcriss R, Gutraj J, Zawacki T**, Absorption fluid data survey: final report on worldwide data, ORLN/sub/8447989/3.Inst.GasTech1988.
- [43] **Ayou. D. S, Bruno. J. C, Saravanan. R, Coronas. A**, An overview of combined absorption power and cooling cycles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 21 (2013) 728-48.
- [44] **Le goff P**, *Energétique industrielle, Technique et documentation*, 1, Paris 1979.
- [45] **Kang Y. T, Akisawa A, Kashiwagi T**, Experimental correlation of combined heat and mass transfer for NH₃-H₂O falling film absorption, *Int. Journal of Refrigeration*, 22 (1999) 250-262.
- [46] **Mouad D**, Étude du fonctionnement d'une machine frigorifique a adsorption modelisation des transferts de chaleur et de masse et optimisation du fonctionnement de la machine , thèse de doctorat, Université henri poincaré, Nancy (1) 1996.
- [47] **Castro J, Oleit C, Schweiger H, Oliva A**, Application of two-dimensional model for the study of water vapour absorption in falling films of LiBr aqueous solutions with the action of a surfactant, *ECCOMAS 98*, Published by John Wiley & Sons, Ltd, 1998.
- [48] **Mimet A**, Étude théorique et expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption d'ammoniac sur charbon actif, thèse de doctorat. FPMS Mons, Belgique 1991.
- [49] **Ullah K. R, Saidur R, Ping H. W, Akikur R. K, N. H. Shuvo**, A review of solar thermal refrigeration and cooling methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 24 (2013) 499-513.
- [50] **Passos E, Meunier F, Gianola J. C**, Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon, *heat recov System*, 6 (1986) 259-264.
- [51] **R. E. Critoph**, Performance limitations of adsorption cycles for solar cooling, *Solar energy*, 41 (1988) 21-31.
- [52] **R. E. Critoph**, Activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping. *Carbon*, 27 (1989) 63-70.
- [53] **Hu. Jing et R. H. B. Exell**, Adsorptive properties of activated charcoal/methanol combination. *Renewable Energy*, 3 (1993) 567-575.
- [54] **Teng Y, Wang R. Z, Wu J. Y**, Study of the fundamentals of adsorption systems. *Applied Thermal Eng*, 17(1997) 327-338.
- [55] **Mhimid A**, Étude expérimental d'une installation frigorifique solaire à capteur plans. Thèse de doctorat, École national d'ingénieurs de Monastir, Tunisie, 1987.

Références Bibliographique

- [56] **Henning H-M**, Solar assisted air-conditioning of buildings-an overview. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 1734-1749.
- [57] **Otanicar T, Taylor R.A, Phelan P.E**, Prospects for solar cooling-an economic and environmental assessment, *Solar Energy* 86 (2012) 1287-1299.
- [58] **Aguilar F. J, Quiles P. V, Aledo S**. Operation and energy efficiency of a hybrid air-conditioner simultaneously connected to the grid and to photovoltaic panels. *Energy Procedia* 48 (2014) 768-77.
- [59] **Lazzarin R**. Solar cooling: PV or thermal? A thermodynamic and economic analysis *Int. J. Refrig* 39 (2014) 38-47.
- [60] **Sarbu I, Sebarchievici. C**, Review of solar refrigeration and cooling systems. *Energy Build* 67 (2013) 286-97.
- [61] **Simons R. E, Chu R. C**, Application of thermoelectric cooling to electronic equipment :are view and analysis. In: *Proceedings of the sixteenth annual IEEE semiconductor thermal measurement and management symposium*, (2000) 1-9.
- [62] **Zhao D, Tan G**, A review of thermoelectric cooling: materials, modeling and applications. *Appl . Therm . Eng* 66 (2014) 15-24.
- [63] **Rawat. M. K, Chattopadhyay H, Neogi S**, A review on developments of thermoelectric refrigeration and air-conditioning systems :a novel potential green refrigeration and air-conditioning technology .*Int.J.Emerg Technol Adv Eng* 3 (2013) 362-7.
- [64] **Javad Abolfazli Esfahani, Nader Rahbar, Mehdi Lavvaf**, Utilization of thermoelectric cooling in a portable active solar still e an experimental study on winter days, *Desalination* 269 (2011) 198-205.
- [65] **Rahbar N, Esfahani J. A**, Experimental study of a novel portable solar still by utilizing the heatpipe and thermoelectric module, *Desalination* 284 (2012) 55-61.
- [66] **Dia Milani, et al**, Evaluation of using thermoelectric coolers in a dehumidification system to generate freshwater from ambient air, *Chem. Eng. Sci.* 66 (2011) 2491-2501.
- [67] **Xu Xu, Steven Van Dessel, Achille Messac**, Study of the performance of thermoelectric modules for use in active building envelopes, *Build. Environ.* 42 (2007) 1489-1502.
- [68] **Steven Van Dessel, Benjamin Foubert**, Active thermal insulators: finite elements modeling and parametric study of thermoelectric modules integrated into a double pane glazing system, *Energy Build.* 42 (2010) 1156-1164.
- [69] **Tsung-Chieh Cheng, Chin-Hsiang Cheng, Zhu-Zin Huang, Guo-Chun Liao**, Development of an energy-saving module via combination of solar cells and thermoelectric coolers for green building applications, *Energy* 36 (2011) 133-140.

Références Bibliographique

- [70] **W. G. J. H. M, Van Sark**, Feasibility of photovoltaic e thermoelectric hybrid modules, *Appl. Energy* 88 (2011) 2785-2790.
- [71] **Mehdi Zeyghami, D.Yogi Goswami n, Elias Stefanakos**, A review of solar thermo-mechanical refrigeration and cooling methods. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 51 (2015) 1428-1445.
- [72] **Sarbu I, Sebarchievici. C**, Review of solar refrigeration and cooling systems. *Energy Building* 67 (2013) 286-97.
- [73] **Badawy M. T**, Cycle analysis for solar ejector refrigeration and distillation system, *World Renewable Energy Congress*, 4, Pergamon Press, Florence, (1998) 2076-2079.
- [74] **Loehrke R. I**, A passive, vapour compression refrigerator for solar cooling *Transaction ASME, Journal of Solar Energy Engineering* 112 (1990) 191-195.
- [75] **Khattab N. M, Barakat M. H**, Modelling the design and performance characteristics of solar seam-jet cooling for comfort air-conditioning, *Solar Energy* 73 (2001) 257-267.
- [76] **Hassan H, Mohamad A. A**, A review on solar cold production through absorption technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 5331-5348.
- [77] **Aphornratana S**, Theoretical and Experimental Investigation of a Combined Ejector-Absorption Refrigerator Department of Mechanical and Process Engineering, University of Sheffield, 1994.
- [78] **M. Lawson, R. Lithgow, G. Vliet**, Water-lithium bromide double-effect absorption cooling cycle analysis, *ASHRAE Transaction* 88 (1982) 811-823.
- [79] **Srihirin P, Aphornratana S, Chungpaibulpatana S**, A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 5 (2001) 343-72.
- [80] **Handbook . ASHRAE**, HVAC Systems and equipment, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2012.
- [81] **Zohar A, Jelinek M, Levy A, Borde I**, The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. *Applied Thermal Engineering* 27 (2007) 2213-9.
- [82] **Wang D.C, Li Y.H, D. Li, Y.Z. Xia, J.P. Zhang**, A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 344-353.
- [83] **Tchernev DI**. Solar air conditioning and refrigeration systems utilizing zeolites. *Proc. Meetings of IIR Commissions E1-E2*, Jerusalem (1982) 209-215.

Références Bibliographique

- [84] **Lu Y. Z, Wang R. Z, Zhang M and S. Jiangzhou**, Adsorption cold storage system with zeolite-water working pair used for locomotive air conditioning, *Energy Conversion and Management*, 44 (2003) 1733-1743.
- [85] **E. Dahomé, F. Meunier**, Reversible and irreversible cycles of a chemical heat pump; application to the zeolite 13X/water system, *Rev. Gén. Therm.* 246 (1982) 483-500.
- [86] **F. Meunier**, Second law analysis of a solid adsorption heat pump operating on reversible cascade cycles: Application to the Zeolite-water pair, *Journal of Heat Recovery Systems*, 5 (1985) 133-141.
- [87] **F. Meunier**, Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pumping applications, *Applied Thermal Engineering*, 18 (1998) 715-729.
- [88] **Guilleminot J. J, Meunier F**, Étude expérimentale d'une glacière solaire utilisant le cycle zéolithe 13X-eau. *Rev.Gen.Therm. Fr*, 239 (1981) 825-834.
- [89] **Grenier Ph, Guilleminot J. J, Meunier F, Pons M**, Solar powered solid adsorption cold store. *Journal of Solar Energy Engineering*, 110 (1988) 192-197.
- [90] **Marmottant B, Mhimid A, El Golli S and Grenier. ph**, Installation de réfrigérateur solaire à adsorption : expérimentation et modélisation, *Rev. Gen. Therm*, No 362 Février, pp 97-104, 1992.
- [91] **Poyelle F, Guilleminot J-J, Meunier F**. Experimental tests and predictive model of an adsorptive air-conditioning unit. *Industrial & Engineering Chemistry. Research* 38 (1999) 298-309.
- [92] **D.C. Wang, Y.H. Li, D. Li, Y.Z. Xia, J.P. Zhang**. A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 14 (2010) 344-353.
- [93] **Chua T, Ng KC, Chakraborty A, NM, Othman MA**, Adsorption characteristics of silica gel-water systems. *Journal of Chemical Engineering Data* 47 (2002) 1177-81.
- [94] **Cho Soon-Haeng, Kim Jong-Nam**, Modeling of a silica gel/water adsorption cooling system. *Energy (Oxford)* 17 (1992) 829-39.
- [95] **A. Sakoda, M . Suzuki**, Simultaneous transport of heat and adsorbate in closed type adsorption cooling system utilizing solar heat. *Journal of Solar Engineering* (1986) 108-239.
- [96] **C. Hildbrand, P. Dind, M. Pons, F. Buchter**, A new solar powered adsorption refrigerator with high performance. *Solar Energy*, 77 (2004) 311-318.
- [97] **Saha F. B. B, Boelman E. C, Kashiwagi T**, Computer simulation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle-the influence of operating conditions on cooling output and COP. *ASHRAE Transactions* 101 (1995) (Pt 2) 348-57.

Références Bibliographique

- [98] **Boelman EC, Saha BB, Kashiwagi T**, Experimental investigation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle the influence of operating conditions on cooling output and COP. *ASHRAE Transactions* 101 (1995) (Pt 2) 358-66.
- [99] **Bouzeffour F, Khelidj B, Tahar abbes M**. Experimental investigation of a solar adsorption refrigeration system working with silicagel/water pair: A case study for Bou-Ismaïl solar data. *Solar Energy* 131 (2016) 165-175.
- [100] **Critoph R. E**, Multiple bed regenerative adsorption cycle using the monolithic carbon-ammonia pair, *Applied Thermal Engineering*, 22 (2002) 667-677.
- [101] **Critoph R. E, Tamainot -Telto Z, Munyebvu E**, Solar sorption refrigerator. *Renewable Energy*, 12 (1997) 409-417.
- [102] **Critoph R. E**, Simulation of a continuous multiple-bed regenerative adsorption cycle, *International Journal of Refrigeration*, 24 (2001) 428-437.
- [103] **Bougard J**, Adsorbeur modulaire pour machine frigorifique solaire charbon actif-ammoniac, *Proc. Symposium Paris 18-20 Novembre (1992)* 282-287.
- [104] **Wang L. W, Wang R.Z, Lu Z.S, Xu Y. X, Wu J.Y**, Split heat pipe type compound adsorption ice making test unit for fishing boats, *International Journal of Refrigeration*, vol 29 (2006) 456-468.
- [105] **El Fadar A, Mimet A, Pérez-Garcia M**, Study of an adsorption refrigeration system powered by parabolic trough collector and coupled with a heat pipe. *Renewable Energy* 34 (2009) 2271-2279.
- [106] **Li C, Wang R. Z, Wang L.W, Li T.X, Chen Y**, Experimental study on an adsorption icemaker driven by parabolic trough solar collector, *Renewable Energy* 57 (2013) 223-233.
- [107] **Meunier F, Douss N**, Performance of adsorption heat pumps. Active carbon- methanol and zeolite-water pairs. *ASHRAE Transactions* 2 (1990) 267-74.
- [108] **Boubakri A, Arsalane M, Yous B, Ali-Moussa L, Pons M**. Experimental study of adsorptive solar-powered icemakers in Agadir (Morocco)-1. Performance in actual site. *Renewable Energy*, 2 (1992) 7-13.
- [109] **Anyanwu E. E. and Ezekwe C.I.**, Design, construction and test run of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol, as adsorbent/adsorbate pair, *E CM* 44 (2003) 2879-2892.
- [110] **Anyanwu E. E, Oteh U.U, Ogueke N.V**, Simulation of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol adsorbent/refrigerant pair *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 899-915.

Références Bibliographique

- [111] **Ogueke N. V, Anyanwu E.E**, Design improvements for a collector/generator/adsorber of a solid adsorption solar refrigerator *Renewable Energy* 33 (2008) 2428-2440.
- [112] **Wang R. Z, Li M, Xu Y.X and Wu J.Y**, An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker, *Sol Energy* 68 (2000) 189-195.
- [113] **Zhang X. J and Wang R. Z**, Design and performance simulation of a new solar continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system, *Renewable Energy* 27 (2002) 401-415.
- [114] **Li M, Wang R. Z**, Heat and mass transfer in a flat plate solar solid adsorption refrigeration ice maker. *Renewable Energy* 28 (2003) 613-622.
- [115] **Li M, Sun C. J, Wang Z.R, Cai W.D**, Development of no valve solar ice maker. *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 865-872.
- [116] **Leite A. P. F, Dagueuet M**, Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration *Energy Conversion & Management* 41 (2000) 1625-1647.
- [117] **Leite A. P. F, Grilo M. B, Belo F. A, Andrade R. R. D**, Dimensioning, thermal analysis and experimental heat loss coefficients of an adsorptive solar icemaker *Renewable Energy* 29 (2004) 1643-1663.
- [118] **Leite A. P. F, Griloa M. B, Andradea R. R. D, Meunier F.A.B.F**, Experimental thermodynamic cycles and performance analysis of a solar-powered adsorptive icemaker in hot humid climate, *Renewable Energy* 32 (2007) 697-712.
- [119] **Huizhong Z, Min Z, Zhenyan L, Yanling L, Xiaodong M**, Mechanical and experimental study on freeze proof solar powered adsorption cooling tube using active carbon/methanol working pair, *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 2434-2438.
- [120] **Santori G, Santamaria S, Sapienza A, Brandani S, Freni A**, A stand-alone solar adsorption refrigerator for humanitarian aid. *Solar Energy* 100 (2014) 172-178.
- [121] **Naef A. A. Qasem, Maged A. I. El-Shaarawi** Thermal analysis and modeling study of an activated carbon solar adsorption icemaker: Dhahran case study *Energy Conversion and Management* 100 (2015) 310-323.
- [122] **El Fadar A**, Thermal behavior and performance assessment of a solar adsorption cooling system with finned adsorber. *Energy* (2015) 1-11.
- [123] **Kechida M**, Contribution à la réalisation d'un réfrigérateur solaire à adsorption : Préparation du charbon actif à base des noyaux des dattes. Mémoire de Fin d'Études en vue de l'obtention du diplôme de: master juin 2012.
- [124] **Gaboriaud R**, Thermodynamique, Éléments fondamentaux de l'énergétique et de la cinétique chimique, Edition ellipses 1998.

Références Bibliographique

- [125] **F. Rouquerol**, Textures des solides poreux ou divisés. Technique de l'ingénieur, (1982) p 3645, pp 1-14.
- [126] **M. A. Slasli**, Modélisation de l'adsorption par les charbons microporeux : approche théorique et expérimentale, thèse de Doctorat, Université de Neuchâtel, 2002.
- [127] **L. M. Sun, F. Meunier**, Adsorption : Aspects théorique, Technique de l'ingénieur. J 2730 1-16.
- [128] **M. M. Dubinin**, Microporous structures and adsorption properties of carbonaceous adsorbents, Carbon, volume 21 (1983) 359-366.
- [129] **M. M. Dubinin**, The potential theory of adsorption of gases and vapors for adsorbents with energetically nonuniform surfaces, Chem. Rev, volume 60 (1960) 235.
- [130] **B. P. Bering, M. M. Dubinin and V. V. Serpinski**, theory of volume filling for vapor adsorption, J. Col. Int. Sci, 21 (1966) 378-303.
- [131] **Dubinin MM, Astakhov VA**, Development of the concept of volume filling of micropores in the adsorption of gases and vapors by microporous adsorbents. Washington, DC, USA: American Chemical Society; 1971.
- [132] **U. Borel, D. Favrat**, thermodynamique et énergétique, 1 De l'énergie à l'exergie, Presses Polytechnique et universitaires romandes, 2005.
- [133] **M. Karagiorgas, F. Meunier**, The dynamics of solid-adsorption heat pump connected with outside heat sources of finite capacity, Heat recovery Systems CHP, vol.7, N°.3 (1987).
- [134] **H.Z. Hassan, A.A.Mohamad, Y.Alyousef, H.A.Al-Ansary**, A review on the equations of state for the working pairs used in adsorption cooling systems. Renewable and Sustainable Energy Reviews 45 (2015) 600-609.
- [135] **Wang L, Wang R, Oliveira R**, A review on adsorption working pairs for refrigeration. Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 (2009) 518-34.
- [136] **M. Chahid**, contribution à l'étude des machines thermiques à adsorption, Thèse de troisième cycle, (1985) I. N. P. L, Nancy France.
- [137] **Y. Jannot**, Thermique solaire octobre 2003.
- [138] **M.A. Hadj Ammar**, Impact de l'écart de température entre l'absorbeur et la vitre sur l'efficacité du capteur solaire à double vitrage, thèse de magister en physique, U de Ouargla 2009.
- [139] **M. Daguenet**, les séchoirs solaires : théorie et pratique, Unisco, paris ; 1985.
- [140] **M. Amine Khodja**, Etude de l'espace entre l'absorbeur et la vitre et son influence sur le rendement d'un capteur solaire, thèse de magister en génie climatique, U de Constantine 2004.

Références Bibliographique

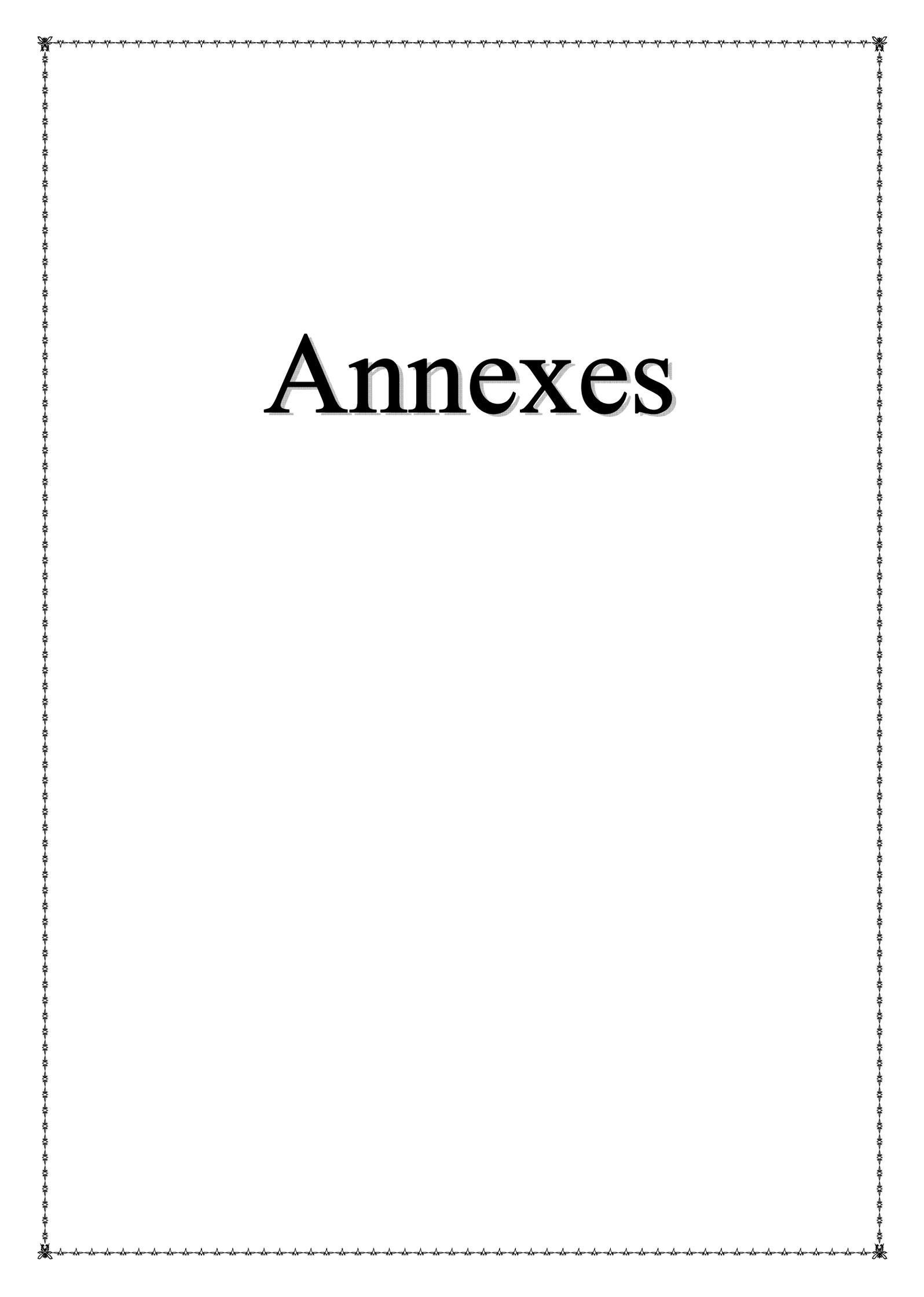
- [141] **R. Bernard, G. Menguy, M. Schwartz**, Le rayonnement solaire, conversion thermique et application. Technique et Documentation, Paris, 1979.
- [142] **G. Cacciola and G. Restuccia**, Reversible adsorption heat pump: a thermodynamic model. *Int. Journal of Refrigeration*, 18 (1995) 100-106.
- [143] **R. E Critoph, L. L Turner**. Heat transfer in granular activated carbon beds in the presence of adsorbable gases. In. *J. Heat Mass Transfer* 38 (1995) 1577-85.
- [144] **J. J. Guilleminot, F. Meunier, F. J. Pakleza**, Heat and mass transfer in non-isothermal fixed bed solid adsorbent reactor: a uniform pressure non-uniform temperature case, *Int .J. Heat Mass Transfer*, 30 (1987) 1595-1606.
- [145] **A. Hajji, S. Khalfouni**, theoretical and experimental investigation of a constant-pressure adsorption process, *Int. J. Heat Mass Trans*, 38 (1995) 3349-3358.
- [146] **A. Mhimid, A. Jemni, S. Ben Nasrallah**, Étude théorique des transferts couples de chaleur et de masse lors de la désorption du couple Zéolithe 13X- eau. *Rev. Gen. Ther*, 36, (1997) 697-706.
- [147] **A. Zegnani, A. Mhimid, K. Slimi**, Study of heat and mass transfers during desorption in a plane adsorber. *J of porous media* 12 (2009) 169-182.
- [148] **A. Zegnani, A. Mhimid, H. Dhahri. K. Slimi**, New modeling approach for heat and mass transfers during sorption phenomena in a plane adsorber. *J of porous media* 13 (2010).
- [149] **R. E. Critoph**, Carbon Materials for advanced technologies, adsorption refrigerators and heat pumps, chapter 10, Edited by Timothy D. Burchell, USA 1999.
- [150] **A. Jemni et S. Ben Nasrallah**, Study of two-dimensional heat and mass transfer during desorption in a metal- hydrogen reactor. *Int. J. Hydrogen Energy*, 20 (1995) 881-891.
- [151] **R. E. Critoph, L. L. Turner**, Heat transfer in granular activated carbon beds in the presence of adsorbable gases. In. *J. Heat Mass Transfer* 38 (1995) 1577-85.
- [152] **E. Passos**, Etude des couples Charbon actif-Méthanol et de leur application à la réfrigération solaire PhD. Thesis, federal Polytechnic College of Lausanne, Switzerland, 1986.
- [153] **L. M. Sun, N. Ben Amar, F. Meunier**, Numerical study on coupled heat and mass transfers in an absorber with external fluid heating, *Heat Recovery Systems and CHP* 15 (1995) 19-29.
- [154] **M. H. Chahbani, D. Tondeur**, Mass transfer kinetics in pressure swing adsorption, *Separation and Purification Technology* 20 (2000) 185-196.
- [155] **Elton I. M, Saying A. A. M**. A simple method to enhance thermal conductivity of using some additives. *Renewable Energy* 4 (1994) 111-5.

Références Bibliographique

- [156] **J. J. Guilleminot**, Machine frigorifique à adsorption solide, Rev. Gen. Froid, Mars, (1993) 46-52.
- [157] **El-Ghetany**, **Experimental investigation of an Activated Carbon-Methanol solar powered adsorption refrigeration system utliing metallic additives. IRJET, 2395-0056, 2019.**
- [158] **A. Al Mers, A. Mimet**, étude de la conception optimale d'un réacteur cylindrique d'une machine frigorifique à adsorption, FIER' 2002, Tétouan- Maroc. (2002) 185-190.
- [159] **Thorsten M, Belal D**, Dynamic modeling of the combined heat and mass transfer during the adsorption/desorption of the water vapor into/from a zeolite layer of an adsorption heat pump. International Journal of Thermal Science 41 (2002) 753-62.
- [160] **Critoph R. E**, Rapid cycling solar/biomass powered adsorption refrigeration machine. Renewable Energy (1999) 673-8.
- [161] **Vasiliev LL, Kanonchik LE, Antuh AA, Kulakov AG**, NaX zeolite, carbon fiber and CaCl₂ ammonia reactors for heat pumps and refrigerators. Adsorption 2 (1996) 311-6.
- [162] **Vasiliev LL, Kanonchik LE, Antuh AA, Kulakov AG, Kulikovskiy VK**, Waste heat driven solid sorption coolers containing heat pipes for thermo control. Adsorption 1 (1995) 303-12.
- [163] **Pons M, Poyelle F**. Adsorptive machines with advanced cycles for heat pumping or cooling application. International Journal of Refrigeration 22 (1999) 27-37.
- [164] **Critoph RE**, Performance estimation of convective thermal wave adsorption cycles. Applied Thermal Engineering 16 (1996) 429-37.
- [165] **Mehdi Aminyavari, BehzadNajafi, Ali Shirazi, Fabio Rinaldi**, Exergetic, economic and environmental (3E) analyses, and multiobjective optimization of a CO₂/NH₃ cascade refrigeration system, Applied Thermal Engineering 2014; 65: 42-50.
- [166] **Yingjie Xu, Ning Jiang, Fan Pan, Qin Wang, Zengliang Gao, Guangming Chen**, Comparative study on twolow-grade heatdriven absorption compression refrigeration cycles based on energy, exergy, economic and environmental (4E) analyses, Energy Conversion and Management 2016.
- [167] Addenda to Designation and Safety Classifications of Refrigerants. <http://www.achrae.org/>.
- [168] **Zeolist**. <http://www.zeolyst.com/> [accessed 07.01.14].
- [169] **M. Pons and Ph. Grenier**, A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the Activated Carbon/methanol pair, Carbon, 1986.

Références Bibliographique

- [170] **A. Bejan and A. D. Kraus**, Heat transfer handbook, John Wiley and Sons, New York, 2003.
- [171] **Balghouthi M, Chahbani MH, Guizani A**, Investigation of a solar cooling installation in Tunisia. *Appl Energy* 98 (2012) 138-48.
- [172] **Hamouda C, Malek A**, Analyse théorique et expérimentale de la consommation d'énergie d'une habitation individuelle dans la ville de Batna. *Revue des Energies Renouvelables* 9 (2006) 211-28.
- [173] **Henninger SK, Schicktanz SK, Hu genell PPC, Sievers H, Henning H-M**. Evaluation of methanol adsorption on activated carbons for thermally driven chillers part I: thermophysical characterisation. *Int J Refrigerate* 35 (2012) 543-53.
- [174] **Hu Jing, R. H. B. Exell**, Simulation and sensitivity of an intermittent solar-powered charcoal/ methanol refrigerator. *Renewable Energy*, 4 (1994) 133-149.
- [175] **E. Passos**, Étude des couples Charbon actif – Méthanol et de leur application à la réfrigération solaire PhD. Thesis, federal Polytechnic College of Lausanne, Switzerland, 1986.



Annexes

Annexe

A-Conductivité équivalente d'un milieu poreux

Selon le modèle proposé par Kuni et Smith. La conductivité apparente d'un lit poreux s'écrit sous la forme [31]:

$$k_{eq} = k_f \left(\varepsilon + \frac{B(1-\varepsilon)}{\frac{1}{\frac{1}{\phi} + \frac{d_p}{k_f} h_p} + \frac{2}{3} \frac{k_f}{k_g}} \right)$$

k_{eq} Représente la conductivité effective d'un lit poreux lorsqu'il n'y a pas d'écoulement

k_s Conductivité thermique du solide

k_g Conductivité thermique du gaz

h_p Coefficient de transfert

La quantité ϕ , elle est donnée par :

$$\phi = \phi_2 + (\phi_1 - \phi_2)\varepsilon - 0.26/0.216$$

Les valeurs de ϕ_1 et ϕ_2 sont données par des abaques en fonction du rapport du k_s/k_f .

C- Équivalences Énergétiques

Calculé l'énergie fossile

Électricité; 1GWh = 86 top (Tonne d'équivalent pétrole)

$$1\text{GWh} = 10^6 \text{ kWh}$$

D- Propriétés et caractéristiques**D-1 Propriétés thermo-physiques du méthanol [169]**

1- La masse volumique

$$\rho = -1.01655 \cdot 10^{-5} T^3 + 8.65165 \cdot 10^{-3} T^2 - 3.3388 T + 1283.315$$

2- Chaleur spécifique

$$C_p = 21.152 + 0.07092 T + 2.59 \cdot 10^{-5} T^2 - 2.85 \cdot 10^{-2} T^3 / 32.04 \cdot 10^{-3}$$

3- La pression de saturation

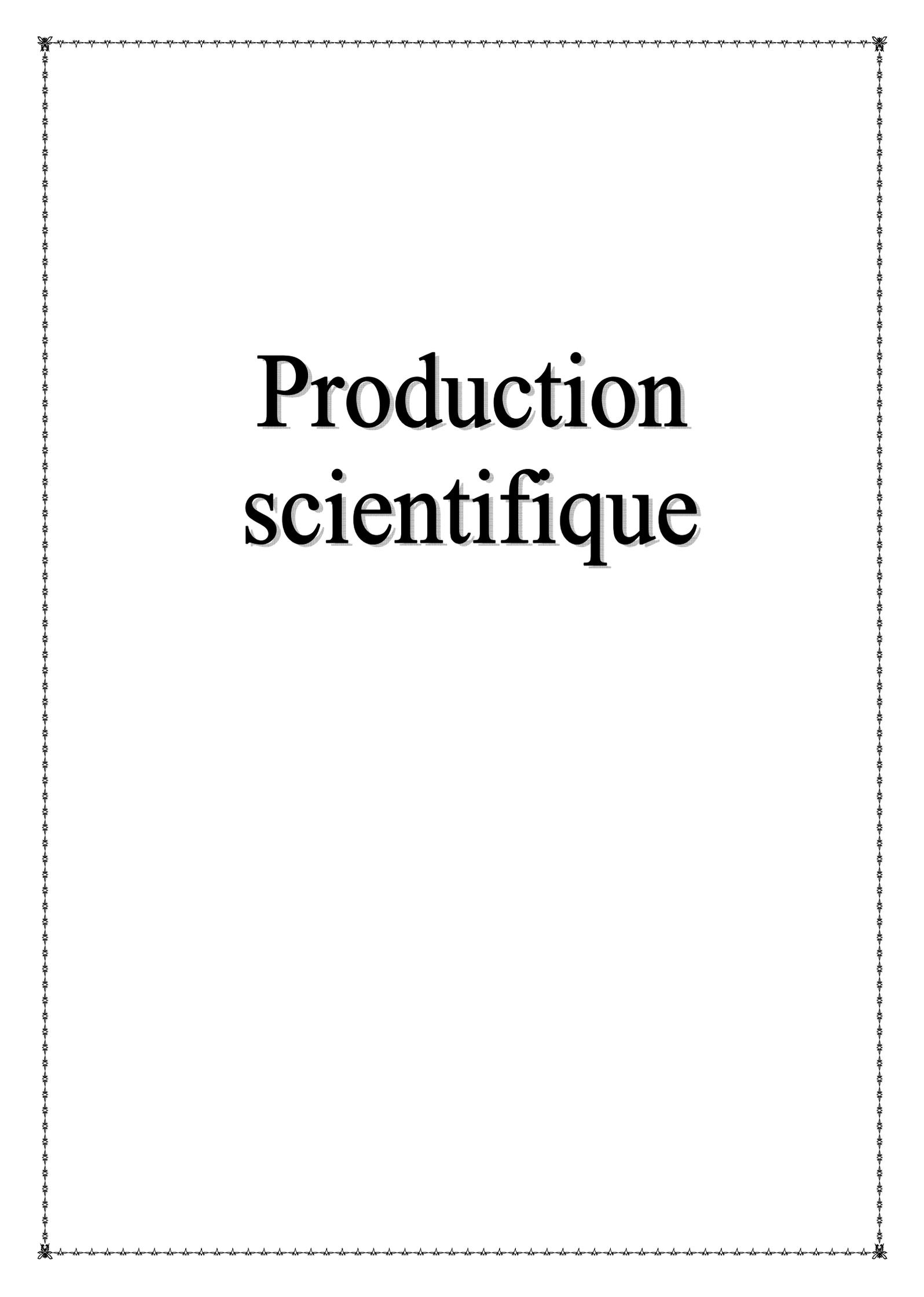
$$P_s = 133.3 \text{ Exp}(18.5875 - 3626.55/T - 34.29)$$

4- Chaleur latente

$$L = 10^3 (643.984 + 4.74188T - 10.1045 \cdot 10^{-3} T^2 + 11.2826 \cdot 10^{-2} T^3)$$

D-2 Propriétés physiques des matériaux de construction

	Chaleur spécifique (J/kgk)	Coefficient d'absorption	Coefficient d'émissivité	Masse volumique (kgm⁻³)
Cuivre	386	0.75	0.04	8930
Aluminium	902	0.54	0.04	2710
Acier	465	0.7	0.1	7840



Production scientifique

PUBLICATIONS

- [1] **M.A. Hadj Ammar, B. Benhaoua, F. Bouras**, Thermodynamic analysis and performance of an adsorption refrigeration system driven by solar collector. Applied Thermal Engineering 112 (2017) 1289-1296
- [2] **HADJ AMMAR Mohammed Ali, MENECEUR Noureddine**, Rendement d'un capteur solaire a simple vitrage et a double vitrage "étude et comparaison". Journal of Scientific Research N° 0 vol. 1 (2010).
- [3] **MENECEUR.N, HADJ AMMAR.M.A, MENECEUR.R**, Étude de la performance de refroidissement d'un microprocesseur par un thermosiphon biphasé a bouclé. Journal of Scientific Research N° 0 vol. 1 (2010).

COMMUNICATIONS

- [1] **M.A. Hadj Ammar, B. Benhaoua**, Étude expérimentale et simulation d'un chauffe-eau solaire dans la région d'El OUED (sud d'Algérie). 1^{er} séminaire international sur les énergies nouvelles et renouvelables, Ghardaïa 11-12 Oct. 2010.
- [2] **M.A. HADJ AMMAR, M. Noureddine**, Rendement d'un capteur solaire à simple vitrage et à double vitrage "étude et comparaison". 10^{ème} Séminaire International sur la Physique Énergétique (SIPE), Béchar 03-04/11/2010.
- [3] **M. Noureddine, M. A. HADJ AMMAR, R. MENECEUR.**, Étude de la performance de refroidissement d'un microprocesseur par un thermosiphon biphasé a bouclé. 10^{ème} Séminaire International sur la Physique Énergétique (SIPE), Béchar 03-04/11/2010.
- [4] **M.A. Hadj Ammar, B. Benhaoua, M. Noureddine**, Étude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption. 15^{ème} Séminaire International sur la science thermique, Tlemcen 24-26/09/2011.
- [5] **M.A. Hadj Ammar, W. Chekirou, B. Benhaoua**, Évaluation de la performance du cycle idéal d'une machine frigorifique solaire à adsorption. 1^{ème} journées International de Physique université Constantine 1. 16,17/12/2013.
- [6] **M. A. HADJ AMMAR, B. Benhaoua**, Rendement d'un capteur solaire. Journée d'étude sur les énergies renouvelables. EL-OUED 07/04/2015.
- [7] **M. A. HADJ AMMAR, F. Bouras, K. Sahlaoui**, Study of two adsorbent-Refrigerant pairs for the application of solar-powred adsorption Refrigeration system. Istanbul, TURKEY 19-20-/Novembre/2018.