

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

UNIVERSITÉ de BLIDA 1

Faculté de Technologie

Département de Génie des Procédés



Mémoire

En vue de l'obtention du diplôme de

MASTER EN GENIE DES PROCEDES

Spécialité : Génie Chimique

Intitulé du mémoire

**MODÉLISATION ET SIMULATION D'UN ADSORBEUR
CYLINDRIQUE A ADSORPTION COUPLE A UN CAPTEUR
SOLAIRE – APPLICATION A LA RÉFRIGERATION SOLAIRE**

Présenté par :

YOUSNADJ CHERIFA

MERZOUG HADJER

Encadré par :

Dr. OUZZANE SLIM

Année universitaire 2020/2021

Remerciements

Au terme de cette étude, nous tenons en premier lieu à remercier Allah qui nous a facilité le travail en mettant dans notre chemin des gens qui nous ont énormément aidés et de nous avoir donné le courage, la volonté et la patience pour achever ce travail.

Nous adressons notre plus haut respect et notre sincère gratitude à notre encadreur Mr. Ouzzane pour le soutien, l'aide et la patience qu'il a nous témoigné; nous le remercions infiniment pour ses encouragements notamment, pour sa persistance à trouver ce thème de recherche assez intéressant.

Nous tenons à remercier les membres du jury pour le suivi de nos tâches et d'avoir accepté d'examiner et d'évaluer notre travail.

Notre reconnaissance va à nos enseignants qui n'ont pas cessé de donner le mieux tout au long de notre formation.

Enfin, nous tenons à remercier toutes les personnes qui ont contribué à l'élaboration de ce mémoire de près ou de loin

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail :

A mes chères parents qui sans eux je n'aurai jamais pu arriver jusqu'ici ; ils m'ont soutenu le long de ce parcours, ils ont veillé à ce que je ne manque de rien, ils m'ont encouragé à tenir bon et à aller jusqu'au bout et ils n'ont cessé de prier pour moi. Aucune dédicace ne saurait exprimer ce que vous méritiez pour les sacrifices que vous n'avez cessé de faire depuis ma naissance, durant mon enfance et même à l'âge adulte. Maman et papa je vous aime tellement.

A mes sœurs et mon frère qui sont les meilleurs et le plus beau cadeau que mes parents m'ont offert.

A tous mes chers ami(e)s sans exception qui m'ont apporté un grand soutien moral. A mon binôme **CHERIFA** qui a été d'une grande patience et gentillesse.

A toute personne qui m'a aidé de près ou de loin.

Merzoug Hadjer

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

*Mes **chers parents** pour leur soutien et leur Encouragement durant toute ma carrière d'études, que Dieu prolonge leur vie Inchallah*

*Mes frères : **Badreddine, Abderrezak** mes sœurs : **Hizia** , Et notre petite **Meriem***

*A **ma grand-mère** et **mon grand-père**, que Dieu lui fasse miséricorde*

Toute ma grande famille

*Mon Binôme de mémoire **Hadjer** qui a patiemment enduré mes sautes d'humeur*

*Mes meilleurs amis : **Imene, Rania, Amel, Asma, Ahlem, Nafisa, Hiba, Amina** et **Yasmine***

Que Dieu bénisse notre amitié pendant de nombreux jours et années

Ainsi qu'à tous mes amis et tous qui me Connaissent

Yousnadj Cherifa

RESUME

L'objet de ce travail est la simulation d'un dispositif de réfrigération par l'étude des cinétiques d'adsorption et de production de froid à travers les évolutions des températures de l'adsorbant ,Cette simulation est basée sur un modèle mathématique constitué des bilans d'énergie et de masse et du modèle d'équilibre.

Nous nous sommes également penchés dans le deuxième chapitre sur les caractéristiques du chauffe-eau solaire et de ses composants, ainsi que sur les types de capteurs solaires.

Les résultats obtenus sont similaires, qualitativement, à ceux d'autres chercheurs. La présence d'une résistance massique influe peu sur la production de froid et empêche l'adsorbant d'atteindre des températures très élevées.

ABSTRACT

The object of this work is the simulation of a refrigeration device by studying the kinetics of adsorption and production of cold through changes in the temperatures of the adsorbent. This simulation is based on a mathematical model made up of energy and mass balances and the equilibrium model.

We also looked in the second chapter on the characteristics of solar water heater and its components, as well as the types of solar collectors.

The results obtained are qualitatively similar to those of other researchers. The presence of a specific resistance has little influence on the production of cold and prevents the adsorbent from reaching very high temperatures.

ملخص

الهدف من هذا العمل هو محاكاة جهاز التبريد من خلال دراسة حركية الامتزاز والإنتاج البارد من خلال التغيرات في درجات الحرارة من الممتزات ، تعتمد هذه المحاكاة على نموذج رياضي مكون من الأرصدة نموذج الطاقة والكتلة والتوازن .

. نظرنا أيضًا في الفصل الثاني حول الخصائص سخانات المياه بالطاقة الشمسية ومكوناتها وكذلك أنواع المجمعات الشمسية

النتائج التي تم الحصول عليها مماثلة من حيث النوع لنتائج الباحثين الآخرين و وجود مقاومة جماعية له تأثير ضئيل على إنتاج البرد ويمنع الممتزات للوصول إلى درجات حرارة عالية جدا .

SOMMAIRE

REMERCIEMENT

DEDECACE

RESUME

TABLE DE MATIERE

LISTE DES ILLUSTRATIONS GRAPHIQUES ET TABLEAUX

NOMENCLATURE

INTRODUCTION GENERALE **Erreur ! Signet non défini.**

CHAPITRE 01 ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1.1 Machines frigorifiques solaires à adsorption	3
1.1.1 Principe de fonctionnement.....	4
1.1.2 Principaux couples Adsorbant/Adsorbat.....	5
1.1.2.1 Choix de l'adsorbant.....	5
1.1.2.2 Choix de l'adsorbat ou réfrigérant	6
1.2 Modèles d'équilibre d'adsorption	7
1.2.1 Modèle de Henry.....	7
1.2.2 Modèle de Langmuir	7
1.2.3 Modèle de Langmuir-Freundlich	8
1.2.4 Modèle de Polanyi.....	8
1.2.5 Modèle de Dubinin	9
1.3 Transfert de chaleur et de Masse.....	11
1.3.1 Transfert de chaleur	11
1.3.2 Transfert de masse	13
1.4 Quelques travaux antérieurs	14

CHAPITRE02 CHAUFFE-EAU SOLAIRE

2.1 Description d'un chauffe-eau solaire.....	Erreur !
Signet non défini.	
2.1.1 Eléments constitutifs du chauffe-eau.....	Erreur ! Signet non défini.
2.1.1.1 Cuve de stockage.....	Erreur ! Signet non défini.
2.1.1.2 Capteur Solaire	Erreur ! Signet non défini.
2.2 Types de chauffe-eau solaires	Erreur ! Signet non défini.
2.2.1 Les chauffe-eau monoblocs.....	Erreur ! Signet non défini.
2.2.2 Les chauffe-eau à thermosiphon.....	Erreur ! Signet non défini.
2.2.3 Les chauffe-eau à circulation forcée.....	23
2.2.4 Les chauffe-eau à auto vidange.....	Erreur ! Signet non défini.
2.3 Principe de fonctionnement.....	24
2.4 Calcul d'un chauffe-eau solaire.....	26

CHAPITRE03 MODELISATION ET METHODES DE RESOLUTION

3.1 Introduction.....	Erreur ! Signet non défini.
3.2. Description du montage expérimental.....	Erreur ! Signet non défini.
3.2.1. Description du capteur solaire plan	Erreur ! Signet non défini.
3.2.2 Description du réacteur.....	Erreur ! Signet non défini.
3.3 Description du fonctionnement du système.....	Erreur ! Signet non défini.
3.4 Modèle mathématiques	32
3.4.1 Hypothèses de travail.....	32
3.4.2 Modèle mathématique.....	32
3.5. Coefficients de transfert de chaleur par convection.....	34
3.5.1. Coefficient d'échange de chaleur entre la vitre et l'air ambiant h_{vb}	35
3.5.2 Coefficient d'échange de chaleur entre la vitre et l'absorbeur h_{va}	35
3.5.3 Coefficient d'échange de chaleur entre le fond et l'air ambiant h_f	35
3.5.4 Coefficient d'échange de chaleur entre le réacteur et l'eau h_r	36
3.5.5 Coefficient d'échange de chaleur entre l'absorbeur et l'eau h_a	36

3.6 Programme de résolution	37
3.6.1 Méthode de résolution.....	37
3.6.2 Programmes de calcul	38

CHAPITRE 04 RESULTATS ET DISCUSSION

Introduction.....	39
4.1 Irradiation solaire et température ambiante	41
4.2. Evolutions des températures du chauffe-eau et du réacteur	42
4.2.1 Evolutions des températures du vitrage et de l'absorbeur.....	42
4.2.2 Evolution de la température du fluide caloporteur	43
4.3. Résultats de la régénération de l'adsorbant	43
4.4. Effet de la vitesse du vent	45
4.4.1. Evolution de la vitesse du vent sur T_a	45
4.4.2. Evolution de la vitesse du vent sur T_r	45
4.4.3. Effet sur la régénération.....	46
4.5. Effet de l'irradiation solaire	47
4.5.1. Effet de l'irradiation sur T_a	47
4.5.2. Effet de l'irradiation sur T_r	48
4.5.3. Effet de l'irradiation sur la régénération.....	49

CONCLUSION GENERALE	50
---------------------------	----

ANNEXES

REFIRENCES BIBLIOGRAPHIE

Liste des symboles

Caractères latins

Symbôle	Désignation	Dimensions
A	Potentiel de Polanyi	kJ.kg^{-1}
A_0	Constante dépendant de la structure poreuse	
A_n	Surface d'échange	m^2
b	constante de Langmuir	
B	Constante dépendant de la structure poreuse de l'adsorbant	
E	une énergie d'activation pour l'adsorption	J/mol
C_{ps}	Capacité calorifique de l'adsorbant	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
C_{pl}	Capacité calorifique de l'adsorbat liquide	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
C_{pv}	Capacité calorifique du vitrage	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
C_{pa}	Capacité calorifique de l'absorbant	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
D	Constante caractéristique du couple adsorbant/adsorbat	
D_e	Diffusivité massique effective	m^2s^{-1}
D_e	Diamètre extérieur du réacteur	m
D_i	Diamètre intérieur du réacteur	m
D_k	Diffusivité massique de Knudsen	m^2s^{-1}
D_s	Coefficient de diffusion de surface microporeux	m^2s^{-1}
D_H	Diamètre hydraulique du réacteur	m
H	Hauteur du réacteur	m
h_{vb}	Coefficient de convection entre l'air et le vitrage	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
h_{va}	Coefficient de convection entre le vitrage et l'absorbant	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
h_f	Coefficient de convection entre l'air et le fond du capteur	$\text{Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$
K_m	Coefficient de transfert de masse	s^{-1}
L_{ads}	Chaleur latente d'adsorption	kJ.kg^{-1}
L_v	Chaleur latente de vaporisation	kJ.kg^{-1}
L_t	Longueur des tubes	m
m	Masse de réfrigérant adsorbé	kg
m_v	Masse du vitrage	kg
m_a	Masse de l'absorbant	kg
m_s	Masse d'adsorbant solide	kg
mr	Masse de réfrigérant désorbée	kg
Nu	Nombre adimensionnel de Nusselt	
n	Paramètre ajustable de l'équation de D-A	
P	Pression dans le système	Pa
P_s	Pression de saturation	Pa
R	Constante des gaz	$\text{J.mol}^{-1}\text{K}^{-1}$
R_p	Rayon moyen des grains	μm
r_p	Rayon moyen des pores	μm
R_{th}	Résistance thermique	$^{\circ}\text{CW}^{-1}$

Symbôle	Désignation	Dimensions
Ra	Nombre adimensionnel de Rayleigh	
Re	Nombre adimensionnel de Reynolds	
R _r	Résistance thermique du réacteur	°CW ⁻¹
R _f	Résistance thermique du fond du capteur	°CW ⁻¹
R _t	Résistance thermique des entre les tubes et l'absorbeur	°CW ⁻¹
r _e	Rayon extérieur des tubes	m
r _i	Rayon intérieur des tubes	m
S _{ca}	Surface du capteur	m ²
T	Température de l'adsorbant	K
T _s	Température de saturation	K
T _a	Température de l'absorbeur	°C
T _b	Température ambiante	°C
T _c	Température de la voute céleste (ciel)	°C
T _v	Température du vitrage	°C
T _e	Température de l'eau	°C
T _{ev}	Température de l'évaporateur	°C
t	Temps	s
x	Quantité de réfrigérant adsorbé	kg.kg ⁻¹
x _o	Capacité maximale d'adsorption	kg.kg ⁻¹

Caractères grecs

Symbôle	Désignation	Dimensions
α	Absorptivité de l'absorbeur	
β	Coefficients d'affinité (adsorbant/adsorbat)	
ε	Porosité de l'adsorbant	
ε	Emissivité de l'absorbeur	
ε	Emissivité du vitrage	
σ	Constante de Stefan-Boltzman	Wm ⁻² K ⁻⁴
λ	Conductivité thermique	Wm ⁻¹ K ⁻¹
ρ	Masse volumique	kgm ⁻³
ρ _s	Masse volumique de l'adsorbant	kgm ⁻³
τ	Transmittivité du vitrage	

Indices

e : entrant
s : saturante
s : sortant
a : absorbeur

Introduction générale

La recherche sur le thème des énergies renouvelables est l'un des sujets les plus importants à l'heure actuelle car ce sont des énergies gratuites et permanentes et comme solution alternative à l'énergie fossile polluante et épuisante. L'intérêt est d'autant plus grand pour notre pays, où l'énergie solaire est disponible toute l'année et sur tout le territoire.

La réfrigération et la climatisation sont devenues une exigence de la vie quotidienne, autant pour le confort que pour la nécessité de conservation des aliments et des médicaments.

Les systèmes de froid et de climatisation sont des consommateurs importants d'énergie. Ces systèmes sont habituellement actionnés par énergie électrique produite à partir de combustibles fossiles (pétrole, gaz naturel, charbon). A cet effet, des systèmes de réfrigération à sorption entraînés par une source de chaleur à basse température ont été développés comme une alternative économique et respectueuse de l'environnement, et les recherches ont montré que l'énergie solaire est une bonne solution qui peut remplacer les énergies fossiles. Dans tous ces systèmes, la consommation d'énergie mécanique est réduite au minimum ou nul, et ils peuvent fonctionner avec de la chaleur à basse température à partir de différentes sources telles que la chaleur résiduelle ou l'énergie solaire. Les systèmes de refroidissement par absorption présentent des avantages pour des applications spécifiques. Ils fournissent une meilleure efficacité du système de refroidissement par rapport aux systèmes à adsorption. Cependant, ces systèmes présentent également de nombreuses limitations dans les conditions de fonctionnement.

Le grand avantage des systèmes à adsorption est qu'ils peuvent fonctionner sans pièces mobiles, avec de faibles coûts d'entretien. Ils possèdent d'autres avantages en comparaison avec les systèmes à compression et qui sont : construction simple, respectueux de l'environnement et silencieux.

Des travaux antérieurs [1 2] ont mis au point des prototypes dans lesquels l'élément principal du système à adsorption à savoir le réacteur ou adsorbeur, est chauffé directement par les rayons du soleil. Ceci limite la géométrie de construction et oblige les utilisateurs à placer le réfrigérateur à l'extérieur exposé au soleil.

Ce travail est une contribution à l'étude théorique d'un système de production du froid à adsorption dans lequel le réacteur est un cylindre à double paroi couplé à un chauffe-eau

solaire. C'est le fluide caloporteur qui passe entre ces deux éléments qui chauffe ou refroidit l'adsorbant présent dans le réacteur.

Ce mémoire est constitué de quatre parties. :

La première consiste en étude bibliographique sur la production de froid par adsorption-désorption.

Le chapitre deux est consacré aux chauffe-eau solaires

La description du dispositif et la modélisation de son fonctionnement ainsi que la méthode de résolution sont présentés dans le chapitre trois.

Les résultats de la simulation sont présentés dans la quatrième partie

Une conclusion générale termine ce travail

Chapitre 1

Etude bibliographique

1.1 Machines frigorifiques solaires à adsorption

L'adsorption est un processus intervenant lors de la fixation de molécules d'adsorbat (gaz ou liquide) sur une surface solide (adsorbant)

L'utilisation des cycles à adsorption pour la réfrigération solaire a connu beaucoup de succès ces dernières années. En ce qui concerne plus particulièrement la réfrigération par adsorption solide, ce n'est que plus récemment, et par suite du grand développement de l'industrie des tamis moléculaires, que TCHERNEV [3] et MEUNIER [4], ont pu prouver la fiabilité du procédé, en réalisant les premiers appareils expérimentaux actionnés par énergie solaire. Les coefficients de performance (COP) obtenus vont de 10 à 14 %. On rappelle que le COP est défini par :

$$\text{COP} = \frac{Q_f}{Q_{\text{des}}} = \frac{\text{Quantité de froid produit (nécessaire à l'évaporation du réfrigérant)}}{\text{Quantité d'énergie nécessaire à la régénération de l'adsorbant}}$$

Les machines frigorifiques à adsorption fonctionnent selon le principe de l'adsorption. Un élément hygroscopique, l'adsorbant (par exemple le charbon actif, le gel de silice, la zéolithe) peut soustraire de la vapeur d'eau (ou tout autre gaz) de son environnement et l'accumuler sous forme liquide (l'adsorbat) dans sa structure, sans modifier le volume de l'adsorbant. Cette vapeur provient de l'évaporateur d'où elle est aspirée lorsque l'adsorbant est refroidi, ce qui produit le froid au niveau de l'évaporateur. Un apport de chaleur peut régénérer l'adsorbant par dessiccation qui peut ensuite, être réutilisé.

Pour réaliser ce genre de machines il faut disposer d'un échangeur de chaleur rempli d'adsorbant (réacteur ou adsorbeur), d'un condenseur et d'un évaporateur (figure 1.1).

Les études sur les machines à adsorption destinée à produire du froid ont donné naissance à plusieurs réalisations parmi lesquelles on peut citer:

- ◆ Glacière solaire à Montpellier [5] de COP solaire égale à 0.1;
- ◆ Entrepôt solaire à Montpellier [6] de COP solaire égale à 0.09 ;
- ◆ Machines à glace utilisant le couple charbon actif - méthanol.

Les deux premières utilisent le couple zéolithe/eau et produisent de la glace à l'intérieur de l'évaporateur.

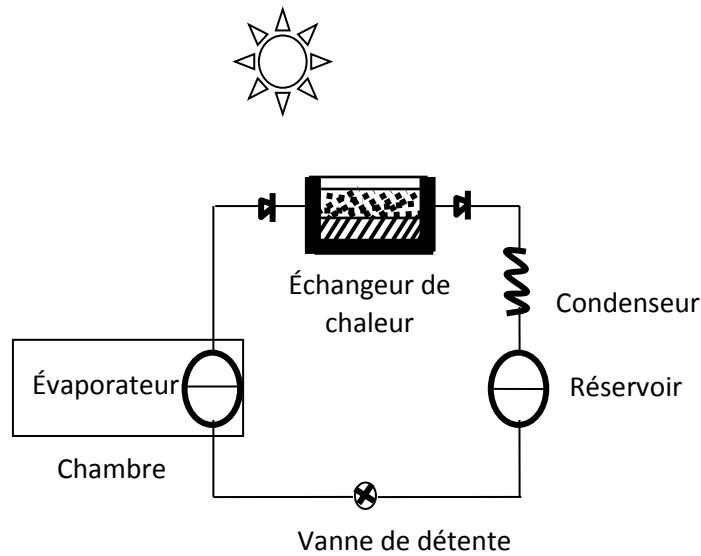


Figure (1.1) : Installation de réfrigération solaire à adsorption

1.1.1 Principe de fonctionnement

Le réfrigérateur solaire à adsorption (figure 1.2) fonctionne selon un cycle intermittent jour/nuit alternant des phases de désorption/condensation (diurnes) et des phases d'adsorption/évaporation (nocturnes). Pendant le jour, le générateur est en communication avec le condenseur. Les rayons du soleil chauffent l'adsorbant et l'adsorbat qu'il contient, la température et la pression augmentent progressivement dans le capteur. Lorsque cette dernière atteint la pression de saturation correspondant à la température du condenseur, la désorption commence et les vapeurs désorbées se condensent et sont acheminées par gravité vers le vase de récupération. L'adsorbant a joué le rôle de compresseur chimique.

En fin d'après-midi, la température et la pression baissent dans le générateur, le réfrigérant contenu dans le vase récupération est acheminé vers l'évaporateur. Ce dernier est mis en communication avec le générateur. La température et la pression continuent de baisser. Lorsque la pression atteint la valeur de saturation correspondant à la température de l'évaporateur, l'adsorption commence et avec elle l'évaporation qui produit le froid nécessaire. L'adsorbant a joué le rôle de détendeur chimique. Cette phase se prolonge jusqu'au matin.

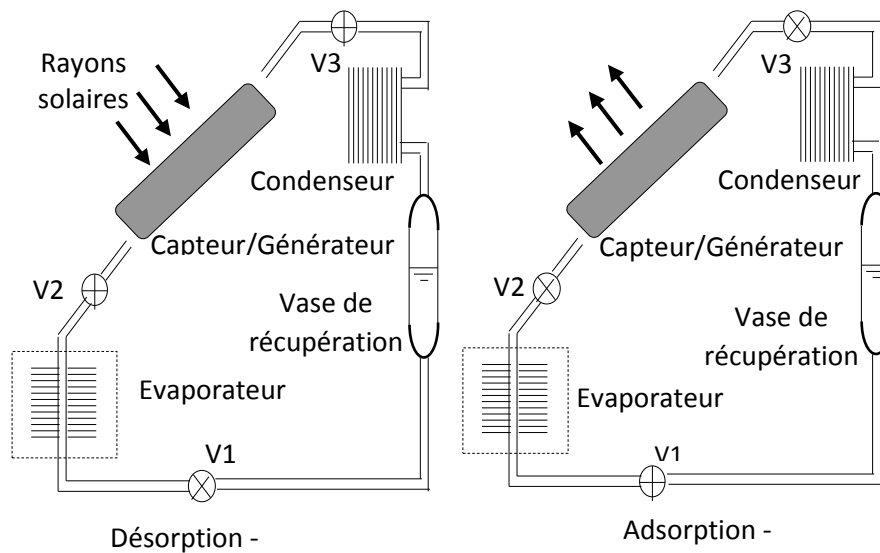


Figure 1.2 : Schéma de fonctionnement d'un réfrigérateur à adsorption

Les différences avec un système à compression sont :

- Le système à compression utilise une machine mobile (le compresseur) et fonctionne à l'électricité.
- Dans le système à adsorption, l'adsorbant joue le rôle de détendeur et de compresseur selon qu'il est chauffé ou refroidi; ce système fonctionne avec un cycle intermittent

1.1.2 Principaux couples Adsorbant/Adsorbat

Le choix du couple adsorbant/adsorbat est très important. Il se fait en fonction des niveaux de température de l'utilisation frigorifique envisagée (réfrigération, conservation des aliments, climatisation, pompe à chaleur ou stockage d'énergie). Pour une application donnée, le choix du couple solide-gaz repose essentiellement sur le cycle thermodynamique de fonctionnement du système [7].

1.1.2.1 Choix de l'adsorbant

Le choix de l'adsorbant 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 [8]. Les corps utilisés en tant qu'adsorbants sont des matériaux poreux ou microporeux qui présentent une très grande surface spécifique. L'adsorbant est généralement choisi en fonction de critères :

- il doit avoir une grande capacité d'adsorption à température ambiante, mais une faible capacité d'adsorption à la température maximale du système pour obtenir une grande production du froid

- il doit posséder une bonne conductivité thermique
- il doit avoir une faible chaleur spécifique
- il faut que l'adsorbant soit chimiquement compatible avec l'adsorbat choisi et ait des pores de dimensions proches de celle des molécules de l'adsorbat
- il doit être non toxique et non corrosif
- il ne doit présenter aucune détérioration avec le temps et l'usage
- il doit avoir un coût abordable tout en étant largement disponible.

Les principales propriétés physiques de ces adsorbants sont données dans le tableau suivant :

Tableau 1.1 : caractéristiques physiques des adsorbants [9]

Adsorbant	Surface spécifique (m ² g ⁻¹)	Taille des pores (nm)	Porosité interne
Charbons actifs	400 à 2 000	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

1.1.2.2 Choix de l'adsorbat ou réfrigérant

L'adsorbat doit présenter des critères physico-chimiques [7]. Il doit :

- avoir une forte chaleur latente de vaporisation
- avoir une petite taille des molécules pour faciliter le phénomène d'adsorption
- être non toxique, non inflammable et non corrosive
- avoir une faible valeur de la pression de saturation
- Être facilement adsorbable à basse température et plus difficilement adsorbable à haute température.

Les trois adsorbats les plus utilisés sont :

- le méthanol
- l'eau
- l'ammoniac.

Le tableau suivant donne quelques propriétés thermodynamiques des adsorbats.

Tableau 1.2 : Propriétés thermodynamiques d'adsorbats [10]

Réfrigérant	Température (°C)	Chaleur latente de vaporisation (kJ kg ⁻¹)	Pression vapeur (bar)
Eau	0	2485	0.0063
	20	2442	0.0236
	40	2397	0.0747
Ammoniac	-30	1359	1.195
	-10	1296	2.909
	0	1262	4.294
	30	1146	11.665
Méthanol	-50	1190	0.01
	-10	1182	0.04
	30	1122	0.25

1.2 Modèles d'équilibre d'adsorption

1.2.1 Modèle de Henry

Ce modèle prédit que, à faible pression, la quantité adsorbée croît linéairement avec la pression :

$$\rho_s \cdot q = k \cdot C \quad (1.1)$$

Avec

k : la constante de Henry,

ρ_s : la masse volumique de l'adsorbant (kg.m⁻³),

q : quantité adsorbée (mol.kg⁻¹),

C : concentration de l'adsorbat dans la phase gazeuse

La relation de Henry doit être valable pour tous types de systèmes adsorbat-adsorbant dans un domaine de concentration suffisamment faible, appelé le domaine de Henry. Dans ce domaine, les interactions entre les molécules adsorbées sont faibles et les quantités adsorbées également.

1.2.2 Modèle de Langmuir

Lorsque l'adsorption se produit en une seule couche, dans des sites d'adsorption énergétiquement équivalents qui ne peuvent contenir qu'une seule molécule par site, et qu'il

n'y a pas d'interactions entre les molécules adsorbées, nous avons l'un des modèles d'isothermes les plus connus, celui de Langmuir :

$$q = \frac{q_s bP}{(1 + bP)} \quad (1.2)$$

Avec

q : quantité adsorbée (mol/kg),

q_s : quantité d'adsorption maximale en monocouche,

b : constante de Langmuir.

Le paramètre b dépend de la température selon la relation de Van'tHoff :

$$b = b_0 \exp \frac{E}{RT} \quad (1.3)$$

Avec

E : une énergie d'activation pour l'adsorption (J/mol),

R : constante de gaz (J/K.mol),

T : température (K).

1.2.3 Modèle de Langmuir-Freundlich

Dans les cas d'un adsorbant avec des surfaces hétérogènes, on peut utiliser le modèle de Langmuir-Freundlich :

$$q = \frac{q_s bP^m}{1 + bP^m} \quad (1.4)$$

Avec

m : constante caractéristique des interactions entre l'adsorbat et l'adsorbant, qui est généralement inférieure à 1.

Le modèle de Langmuir-Freundlich se réduit au modèle de Langmuir pour $m=1$. Pour $m < 1$, il n'est pas valable à faible concentration puisque la pente à l'origine ($P=0$) tend vers l'infini.

1.2.4 Modèle de Polanyi

L'origine de la théorie du remplissage est basée sur la corrélation entre la quantité adsorbée et le potentiel thermodynamique de Polanyi [11] :

$$A = RT \ln \frac{P_s}{P} = -\Delta G \quad (1.5)$$

Ce potentiel représente le changement d'énergie libre de Gibbs entre la phase liquide à température T et à pression de saturation P_s et à l'état adsorbé à température T et à pression d'équilibre P, R étant la constante des gaz parfaits.

Il est défini aussi comme étant le travail effectué par les forces d'adsorption pour faire passer une molécule de la phase gazeuse sous la pression P_s jusqu'à l'état correspondant à la molécule adsorbée sous la pression P à la même température. Polanyi a montré expérimentalement, que la courbe A en fonction de av (où a est la masse adsorbée en g/g et v le volume molaire de l'adsorbant dans la phase adsorbée) ne dépend pas de la température, pour un système adsorbant/adsorbat donné. Ce qui se traduit mathématiquement par :

$$\left(\frac{\delta A}{\delta T} \right)_{av} = 0 \quad (1.6)$$

1.2.5 Modèle de Dubinin

La théorie du remplissage des micropores a été développée par M.M. Dubinin dans les années 40, qui a contribué d'une façon considérable à la description de l'adsorption sur les solides microporeux. L'avantage de cette équation vient du fait qu'elle utilise des paramètres bien définis indépendants de la température à l'exception de P_s ce qui permet de décrire les isothermes d'adsorption avec un minimum de données.

La théorie de l'adsorption physique des vapeurs (et des gaz) qui exclut le concept de recouvrement de surface d'adsorption couche par couche dans les micropores et qui accepte la condition d'invariance de température de la courbe caractéristique, est appelée « théorie de remplissage du volume des micropores ».

Dans cette théorie, deux fonctions associées au paramètre de l'équilibre (a, P, T) jouent le rôle principal :

- La première fonction est : $A = RT \ln \frac{P_s}{P}$.
- La deuxième fonction est : $W = av$, où W est le volume adsorbé.

Les propositions essentielles de cette théorie, peuvent être formulées de la manière suivante :

$$\left(\frac{\partial A}{\partial T}\right)_{av} = 0 \quad (1.6)$$

$$(A/A_0) = B \quad (1.7)$$

La deuxième proposition montre qu'à des volumes remplis égaux de l'espace d'adsorption av , le rapport du travail différentiel A d'une vapeur donnée sur le travail molaire différentiel A_0 de la vapeur standard est constant pour un même adsorbant. Cette constante peut être considérée comme un travail molaire différentiel relatif.

a. Equation de Dubinin-Radushkevich

En 1947, Dubinin et Radushkevich ont proposé la relation permettant de décrire l'adsorption de molécules organiques par les charbons actifs. Sous sa forme moderne, l'équation de Dubinin-Radushkevich (D-R) s'écrit :

$$W = av = W_0 \exp \left[\left(\frac{-B}{\beta^2} \right) * T \ln \left(\frac{P_s}{P} \right)^2 \right] \quad (1.8)$$

Avec

W_0 : Volume maximale adsorbable

B : Constante dépendant de la structure poreuse de l'adsorbant

β : Coefficient d'affinité, égal à 1 pour une substance standard (par convention, le benzène est la référence et $\beta (C_6H_6) = 1$) [9]

$B/\beta^2 = D$: ne dépend que du couple adsorbant/adsorbat utilisé.

Les constantes W_0 , D qui caractérisent les propriétés du couple utilisé, peuvent être déterminées par exemple, à partir d'une isotherme d'adsorption standard en traçant les données expérimentales selon les coordonnées $[(\ln W), T \ln (P_s/P)^2]$ correspondant à la forme linéaire de l'équation (1.8) :

$$\ln W = \ln W_0 - DT \ln \left(\frac{P_s}{P} \right)^2 \quad (1.9)$$

W_0 : Ordonnée à l'origine.

D : pente.

b. Equation de Dubinin-Astakhov

En 1971, Dubinin et Astakhov ont généralisé la relation (1.8) en introduisant un exposant n variable. Cette équation est applicable en particulier, dans le cas où apparaissent des interactions spécifiques entre les molécules adsorbées et les cations intercrystallins. Cette nouvelle équation dite Dubinin-Astakhov (D-A) s'écrit :

$$W = W_0 \exp \left[-DT \ln \left(\frac{P_s}{P} \right)^n \right] \quad (1.10)$$

L'exposant n reflète l'hétérogénéité du solide; c'est un paramètre ajustable et pouvant appartenir à l'ensemble des nombres rationnels positifs. En effet, plus il est élevée plus la structure du solide est homogène.

Dans le cas des charbons actifs, n est compris entre 2 et 3, pour les pores homogènes avec une taille décroissante (pour les charbons actifs ayant une taille de 0.5 nm, $n=3$); d'autre part, pour les micropores hétérogènes avec une dimension approximative de 0.7 nm, n est compris entre 1 et 2. Pour le cas des zéolithes, n est toujours compris entre 3 et 6 [12].

1.3 Transfert de chaleur et de Masse

1.3.1 Transfert de chaleur

Le transfert de chaleur représente le transfert d'énergie causé par une différence de température ; ce transfert se fait d'un corps chaud vers un corps froid. On peut distinguer 3 modes de transfert :

- Conduction
- Convection
- Rayonnement

❖ Transfert par conduction

C'est le transfert d'énergie cinétique qui se fait par choc entre les molécules où les atomes les plus énergétiques vers les molécules moins énergétiques. Ce phénomène de conduction se produit dans les solides et les fluides. La loi qui régit ce transfert est la loi Fourier :

$$\phi = -\lambda A_n \frac{\partial T}{\partial n} \quad (1.11)$$

Avec

A_n : surface d'échange

λ : conductivité thermique [$\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$].

n : normale à la surface.

❖ Transfert par convection

Le transfert par convection fait intervenir un déplacement de matière, il a lieu dans les milieux fluides. La relation (loi de Newton) qui représente ce phénomène qui se produit entre le fluide en mouvement au contact d'une surface solide est :

$$\phi = h \times A(T_p - T_\infty) \quad (1.12)$$

Avec

h : coefficient de transfert de chaleur par convection [$\text{W/m}^2\text{°C}$]

❖ Transfert par rayonnement

Contrairement aux autres phénomènes, le transfert de chaleur par rayonnement ne nécessite aucun support matériel pour se propager.

La loi qui régit le transfert de chaleur par rayonnement pour un corps noir dit corps idéal est la loi de Stephan-Boltzman (S.B) :

$$\phi = \sigma AT^4 \quad (1.13)$$

Avec

σ : constante de S.B.

A : surface.

T : température du corps.

❖ Transfert de chaleur dans un milieu poreux

L'évaluation précise des champs de températures dans un milieu poreux traversé par un fluide doit tenir compte des facteurs suivants :

- Conduction dans les phases solides et liquides
- Convection et rayonnement entre les deux phases
- Transport de chaleur par le fluide réfrigérant
- Echange de chaleur (par rayonnement ou convection) aux frontières du milieu.

Un des paramètres physiques les plus importants est la conductivité thermique équivalente du milieu (solide-liquide) λ_{eq} . Sa détermination est nécessaire et permet de quantifier les transferts conductifs au sein du milieu. Elle est une fonction complexe de la géométrie du milieu et des caractéristiques thermophysiques des différentes phases. Elle est généralement déterminée à partir des conductivités thermiques des phases solides λ_s et fluide λ_f . Les modèles les plus simples sont les modèles en séries, parallèles et mixte décrits par les équations suivantes :

$$\frac{1}{\lambda_{eq}} = \frac{\varepsilon}{\lambda_f} + \frac{1-\varepsilon}{\lambda_s} \quad (1.14)$$

$$\lambda_{eq} = \varepsilon\lambda_f + (1-\varepsilon)\lambda_s \quad (1.15)$$

$$\lambda_{eq} = \lambda_f^\varepsilon + \lambda_s^{1-\varepsilon} \quad (1.16)$$

ε : porosité du solide

Il existe d'autres modèles de conductivité équivalente dans la littérature.

Les matériaux adsorbants sont généralement peu conducteurs. Dans le cas des zéolithes, par exemple, la conductivité thermique des grains est de l'ordre de 0.2 W/m K et les conductivités apparentes des lits adsorbants sont encore plus faibles.

1.3.2 Transfert de masse

Le bilan de masse dans les grains d'adsorbant s'écrit, selon le modèle LDF (LinearDriving Force) utilisé par plusieurs chercheurs dont Chan et col [13] :

$$\frac{dx}{dt} = K_m (x_i - x) \quad (1.17)$$

Dans ce modèle, seule la résistance interne au transfert de masse est prise en considération.

x_i : rapport massique de l'adsorbat sur la surface externe du grain solide (il est en équilibre avec la vapeur présente à l'extérieur).

x : rapport massique de l'adsorbat à l'intérieur du grain solide.

K_m : coefficient de transfert de masse (s^{-1})

Le coefficient de transfert de masse intragranulaire est donné par [14]:

$$K_m = \frac{15.D_e}{R_p^2} \quad (1.18)$$

D_e : diffusivité massique effective (m^2/s)

R_p : rayon moyen du grain d'adsorbant (m)

Dans le cas où le diamètre des pores est faible (inférieur au libre parcours moyen des molécules diffusantes), on a une diffusion de Knudsen avec :

$$D_e = D_{Kn} = 97 \cdot r_p \left(\frac{T}{M} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1.19)$$

M : masse molaire des molécules diffusantes (g/mol)

r_p : rayon moyen des pores

Dans le cas où le diamètre des pores est élevé, on a une diffusion mixte (de Knudsen et moléculaire) avec une diffusivité équivalente donnée par :

$$\frac{1}{D_e} = \frac{1}{D_M} + \frac{1}{D_{Kn}} \quad (1.20)$$

Dans le cas de micropores, le transport des molécules d'adsorbat est un processus d'activation avec une diffusion des molécules entre les sites d'adsorption le long des surfaces d'adsorption. Les coefficients de diffusion de surface microporeux dépendent de la température selon la loi d'Arrhenius :

$$D_s = D_{so} \exp\left(\frac{-E}{RT}\right) \quad (1.21)$$

Avec

E: énergie d'activation pour la diffusion de surface microporeuse qui est plus faible que les chaleurs d'adsorption.

R : constante des gaz parfaits (J/mol K).

D_s : coefficient de diffusion de surface microporeux

D_{so} : valeur asymptotique lorsque T devient élevée

1.4 Quelques travaux antérieurs

Une synthèse bibliographique détaillée est présentée ici et porte aussi bien sur les travaux expérimentaux que sur les études théoriques et de simulation. Parmi les travaux cités, certains se sont intéressés à l'étude thermodynamique des couples adsorbants/adsorbats, d'autres aux performances de tels appareils et enfin à l'étude de l'influence des paramètres de construction en vue d'une optimisation

Ces vingt dernières années, la réfrigération et la climatisation solaire ont fait l'objet de nombreuses recherches, en raison de l'absence de coût énergétique et du fait que l'augmentation de l'ensoleillement et du besoin en froid, atteignent leurs niveaux maximaux dans la même saison.

Au début des années 80, TCHERNEV [3] a effectué des recherches dans le domaine de la réfrigération solaire à adsorption avec la paire zéolite/eau.

PONS et col[15] ont travaillé avec la paire zéolite - eau, pour produire du froid, obtenant un coefficient de performance d'environ 0,1 seulement. Plus tard, en 1987, ils ont démontré que le charbon actif et le méthanol peuvent servir de paire appropriée pour la fabrication de la glace avec l'énergie solaire.

CRITOPH [16] a étudié les performances limites des cycles à adsorption pour la réfrigération solaire et a conclu que, en général, le couple charbon actif/méthanol était le plus approprié pour la réfrigération solaire ;il donne le meilleur COP réalisable dans un cycle à adsorption à simple effet.

Afin d'augmenter la température de désorption et avoir un bon effet de refroidissement pendant la période d'adsorption la nuit, HEADLEY et col [17] ont construit un réfrigérateur à adsorption utilisant le couple charbon de bois/méthanol et des capteurs solaires à concentration type CPC ; le COP solaire obtenu était très bas (environ 0,02).

Le développement récent du charbon actif en fibre (CAF), ouvre de nouveaux horizons pour des applications dans la réfrigération solaire à adsorption. Un prototype de réfrigérateur a été réalisé en Biélorussie [18], utilisant des paires CAF/éthanol et CAF/acétone.

En Chine, des travaux ont été menés sur les réfrigérateurs solaires en utilisant différentes paires, adsorbant/adsorbat, telles que le chlorure de calcium/ammoniac, Zéolite/eau et charbon actif/méthanol. Un nouveau système hybride utilisant l'énergie solaire pour le chauffage d'eau et la production de glace a été suggéré par WANG [19].

À la recherche de nouveaux matériaux adsorbant, WANG et col [20] ont rapporté qu'avec le CAF particulièrement traité, on obtient une capacité de réfrigération de 2 à 3 fois plus grande, et un COP de 10 à 20% plus élevé qu'avec un charbon actif classique; par ailleurs, le temps d'adsorption est 5 à 10 fois plus faible. Par conséquent, le développement récent des produits adsorbant et de leurs technologies de fabrication rend possible de nouvelles améliorations à l'exécution des unités solaires d'adsorption.

La conception de capteurs solaires est l'un des facteurs les plus importants dans la réalisation des systèmes de refroidissement solaire à adsorption. Un certain nombre d'études ont été orientée dans ce sens. A cela il faut ajouter le travail de PASSOS [21] concernant la

simulation solaire d'un système de refroidissement, celui de HADJI et col [22], sur l'analyse dynamique d'un réfrigérateur solaire d'adsorption à cycle fermé, et ENIBE et col [23], sur l'optimisation de la conception d'un collecteur solaire.

Chapitre 2

Chauffe-eau solaire

Dans notre travail, le chauffe-eau sert à alimenter le réacteur d'adsorption en fluide caloporteur pour assurer la régénération de l'adsorbant durant le jour et son refroidissement durant la nuit.

Les systèmes solaires combinés et les chauffe-eau solaires sont des systèmes thermiques actifs qui utilisent l'énergie du soleil, via un capteur solaire pour convertir une partie des besoins (eau chaude sanitaire, chauffage, régénération,...).

2.1 Description d'un chauffe-eau solaire

Un chauffe-eau solaire est un dispositif de captation de l'énergie solaire destiné pour fournir partiellement ou totalement de l'eau chaude sanitaire (ECS).

Ce type de chauffage permet en général de compléter les autres types de chauffage de l'eau utilisant d'autres sources d'énergies (électricité, énergies fossiles, biomasse...). Dans des conditions favorables il permet de les remplacer totalement.

Un chauffe-eau solaire individuel (CESI) est constitué, principalement, de capteurs solaires thermiques et d'un ballon de stockage d'eau chaude (figure 2.1).

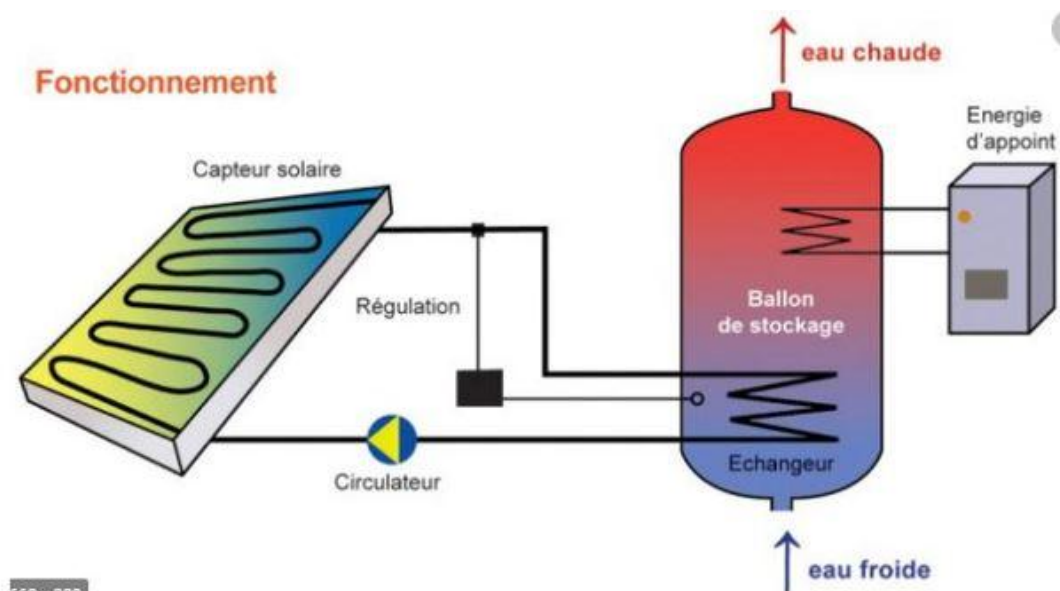


Figure 2.1 : Schéma de base d'un chauffe-eau solaire

2.1.1 Eléments constitutifs du chauffe-eau

Un chauffe-eau-solaire est composé principalement, de deux éléments essentiels :

- La cuve ou ballon de stockage,
- Le capteur solaire.

A ces éléments, sont rajoutés d'autres composants à savoir : les conduites de circuit, une pompe, un clapet anti-retour, un vase d'expansion, une soupape de sécurité, les robinets de vidange, les purgeurs et un régulateur.

2.1.1.1 Cuve de stockage

L'inconstance des conditions météorologiques (baisse des températures, baisse de l'éclairement, passage des nuages, ...) empêche une utilisation directe de l'eau chauffée grâce au capteur et contraint à l'utilisation de cuves de stockage parfaitement calorifugée qui permettent d'emmagasiner l'eau chaude obtenue avec le moins des pertes possibles.

Pour ce faire, il convient de déterminer le volume de stockage optimal par rapport à la surface de captation puisqu'il n'est pas avantageux d'augmenter cette dernière si la cuve est petite. A contrario, un réservoir trop volumineux perd trop de chaleur et est plus difficile à réchauffer. Il faut aussi que le réservoir soit placé à l'intérieur et en un lieu proche des capteurs pour raccourcir au maximum la tuyauterie et diminuer ainsi les pertes pendant le trajet de l'eau de l'absorbeur jusqu'au lieu de stockage.

2.1.1.2 Capteur Solaire

Le capteur solaire ou panneau solaire est l'élément de base pour la transformation de l'énergie solaire en chaleur et est le plus souvent constitué de :

- Un absorbeur
- Une isolation thermique
- Une couverture transparente ou vitrage
- Un caisson

Le capteur est traversé par un fluide : soit l'eau directement à chauffer (dans le cas des pays chauds hors gel), soit de l'eau additionnée d'un antigel qui servira de liquide caloporteur vers un ballon de stockage.

a) Type de capteur solaire

Actuellement, trois technologies coexistent dans le milieu du solaire thermique que l'on peut, résumer en deux grandes familles de capteurs solaires thermiques :

- Les capteurs solaires plans
- Les capteurs solaires sous vide.

D'autres systèmes un peu particuliers existent aussi sur le marché, notamment les capteurs auto stockeurs dont l'utilisation particulière ne convient pas sous nos climats.

• **Capteur plan vitré**

C'est le modèle le plus répandu. Il est constitué d'une caisse isolée couverte par un vitrage. A l'intérieur est placé l'absorbeur collé à un serpentín (tuyau ondulé) contenant le fluide à réchauffer (figures 2.2 et 2.3).

Dans ce genre de modèle, l'absorbeur qui permet la transformation du rayonnement solaire en chaleur, est protégé contre les déperditions thermiques par un matériau isolant (la plupart du temps, de la laine de roche) pour un meilleur rendement.

La vitre est quant à elle, faite de verre trempé très résistant aux intempéries, très transparente et spécialement conçue pour présenter un faible niveau de réflexion afin d'emmagasiner un maximum de chaleur.

Le serpentín dans lequel circule le fluide caloporteur tient lieu d'échangeur thermique.

Le fluide caloporteur évacue la chaleur emmagasinée par l'absorbeur. Il se doit d'être stable à forte température et d'avoir des propriétés antigel.



Figure (2.2) : Capteur plan vitré

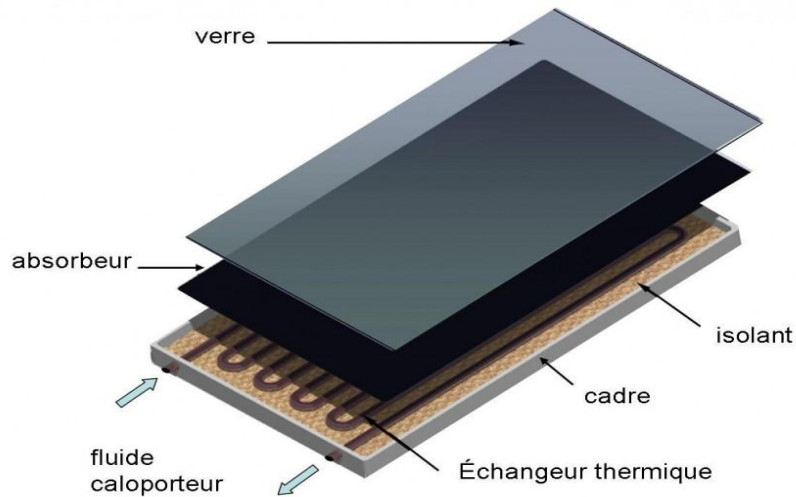


Figure 2.3 : Composants du capteur plan vitré

- **Capteur à tubes sous vide**

Il est constitué d'une série de tubes transparents sous vide qui isolent l'absorbeur (figure 2.4). Le rôle du vide, dans ces tubes, est de réduire les déperditions de chaleur par convection et par conduction thermique. L'intensité du vide est d'une importance décisive pour l'interruption du mécanisme de transfert de chaleur.

Les avantages des tubes sous vide sont :

- Ils s'échauffent plus rapidement,
- ils permettent de mieux tirer parti des petites périodes d'ensoleillement,
- ils permettent de mieux profiter de l'éclairement du soleil du matin et du soir.
- Ils permettent d'atteindre des températures très élevées (plus de 150°C)

Comme les capteurs à tubes sous vide peuvent atteindre des températures extrêmes, le fluide caloporteur est spécialement développé pour ce genre d'installation.

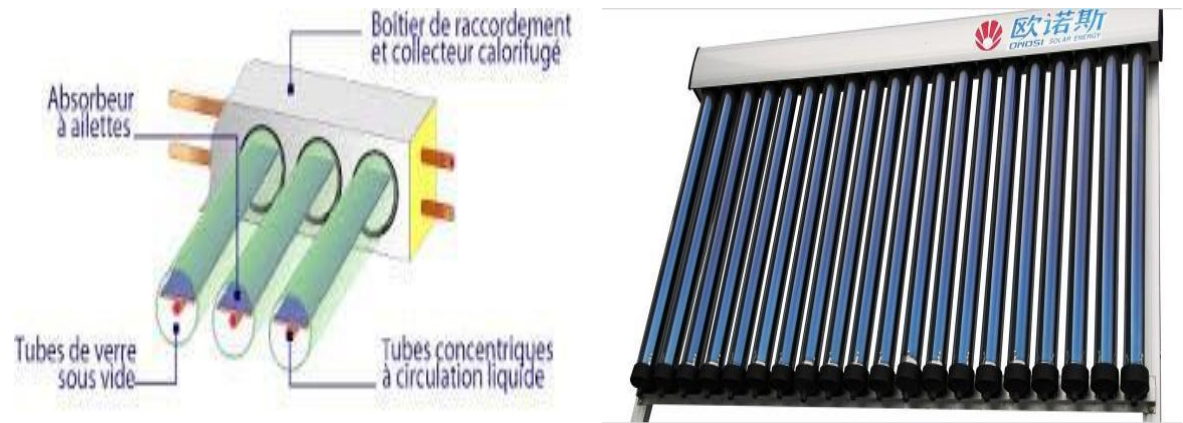


Figure 2.4 : Capteur à tubes sous vide

2.2 Types de chauffe-eau solaires [24,25]

Il existe de nombreux modèles de chauffe-eau solaires proposés par les fabricants. Le type de chauffe-eau, la capacité du ballon et la surface des panneaux solaires, sont les trois caractéristiques qui varient souvent.

Pour simplifier, nous dirons qu'il existe quatre grandes familles de chauffe-eau solaire :

- Les chauffe-eau monoblocs.
- Les chauffe-eau à thermosiphon.
- Les chauffe-eau à circulation forcée.
- Les chauffe-eau à autovidange.

2.2.1 Les chauffe-eau monoblocs

Ce sont les chauffe-eau les plus simples ; le ballon et le panneau solaire forme un seul ensemble compact (figure 2.5). En général, le ballon est fixé en haut du panneau solaire.

Dans un système monobloc, c'est directement l'eau chaude sanitaire qui circule dans les panneaux.



Figure 2.5 : Chauffe-eau solaire monobloc

Chauffée par le rayonnement solaire, l'eau devient moins dense et monte dans le ballon.

Il n'y a donc pas besoin de pompe. L'inconvénient, c'est que la proximité du ballon avec le panneau, fait, sur la toiture, un ensemble peu esthétique. De plus, c'est un chauffe-eau réservé aux pays chauds.

2.2.2 Les chauffe-eau à thermosiphon

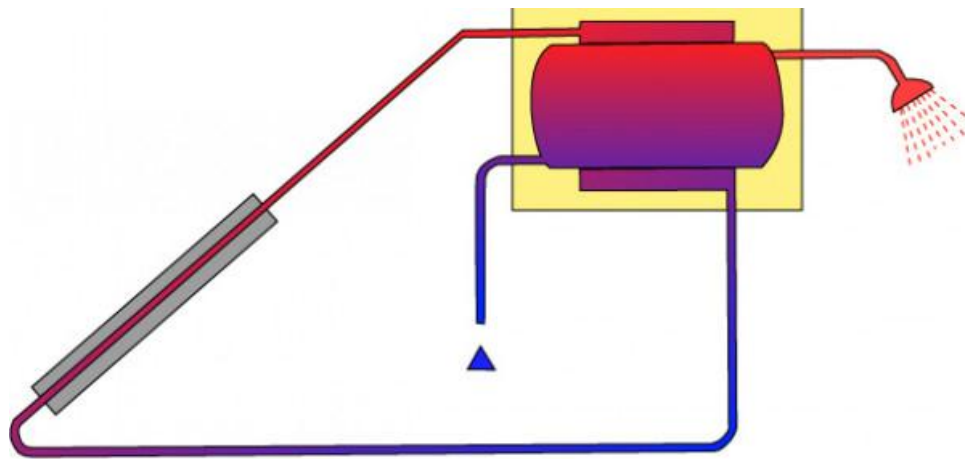
Pour éviter les inconvénients du système monobloc, tout en conservant l'avantage d'un système simple, on peut séparer les panneaux du ballon d'eau chaude.

Tant que les panneaux restent plus bas que le ballon de stockage, l'eau va pouvoir circuler naturellement par effet « thermosiphon » (figure 2.6).

Le principe du « thermosiphon » fonctionne sur la caractéristique de l'eau chauffée qui, devenant plus légère que l'eau froide, monte donc vers le ballon, remplace l'eau froide, qui, plus lourde, descend vers le bas et passe dans le panneau solaire.

La boucle est ainsi bouclée. Là encore, l'inconvénient vient du fait que le liquide est l'eau sanitaire directe, donc sensible au gel.

On ne peut donc pas utiliser ce type de chauffe-eau solaire dans tous les pays.



Installation à thermosiphon (indirect): le ballon de stockage est placé au dessus du capteur

Figure 2.6 : Système à thermosiphon

2.2.3 Les chauffe-eau à circulation forcée

Le liquide qui circule dans les panneaux solaires est un fluide qui ne craint pas le gel (en général de l'eau glycolée). C'est le même principe que le circuit de refroidissement des automobiles. Comme ce liquide, qu'on appelle fluide caloporteur, est impropre à la consommation et ne doit pas être mélangé à l'eau chaude sanitaire, la chaleur est récupérée dans le ballon à travers un échangeur.

On se trouve donc en présence de deux circuits :

- Un circuit qui réchauffe le fluide dans les panneaux.
- Un circuit qui transporte l'eau sanitaire aux robinets.

Une pompe assure le transfert du fluide entre les panneaux et l'échangeur. Dans ce système, la position du ballon par rapport aux panneaux n'a pas d'importance.

2.2.4 Les chauffe-eau à auto vidange

C'est une autre alternative pour éviter le risque de gel. Elle consiste à vider les panneaux solaires en période de non utilisation. Dans ce cas, le ballon est toujours situé plus bas que les panneaux solaires (figure (2.7)).

Dès que le soleil ne chauffe plus, la circulation entre les panneaux et le ballon s'arrête et le circuit se vidange automatiquement. Dès que l'ensoleillement reprend, la circulation se remet en route.

Dans ce cas on utilise directement l'eau sanitaire dans le circuit.

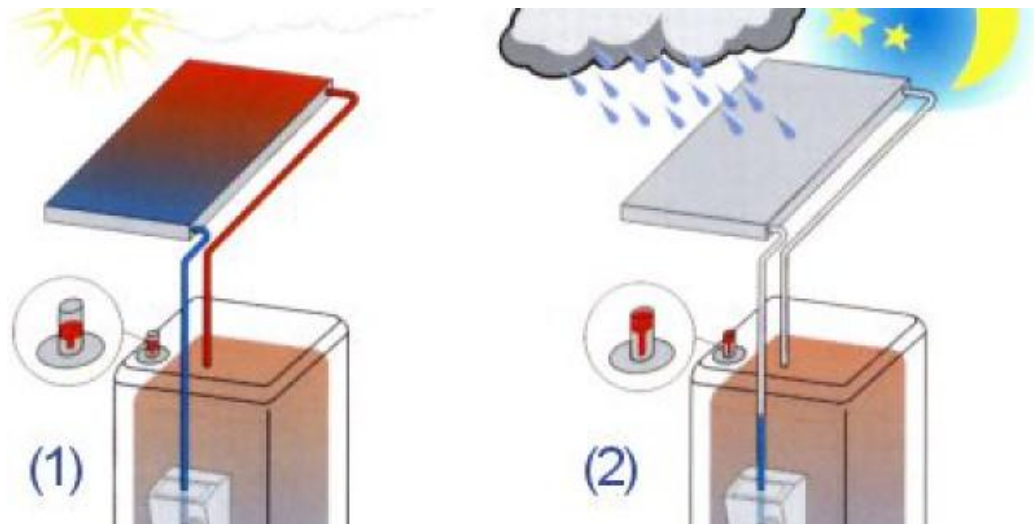


Figure 2.7 : Chauffe-eau à auto vidange

2.3 Principe de fonctionnement[26]

Le fonctionnement du chauffe-eau classique est décrit ci-dessous et illustré par la figure (2.8).

- Le capteur solaire (1) absorbe l'énergie des rayons du soleil et la restitue sous forme de chaleur, ce capteur est en général placé sur le toit.
- Le circuit primaire (2) transporte la chaleur ; il est étanche, calorifugé et contient de l'eau additionnée d'antigel. Ce liquide s'échauffe en passant dans les tubes du capteur, et se dirige vers un ballon de stockage.
- L'échangeur thermique (3) en serpentín, cède ses calories solaires à l'eau sanitaire.

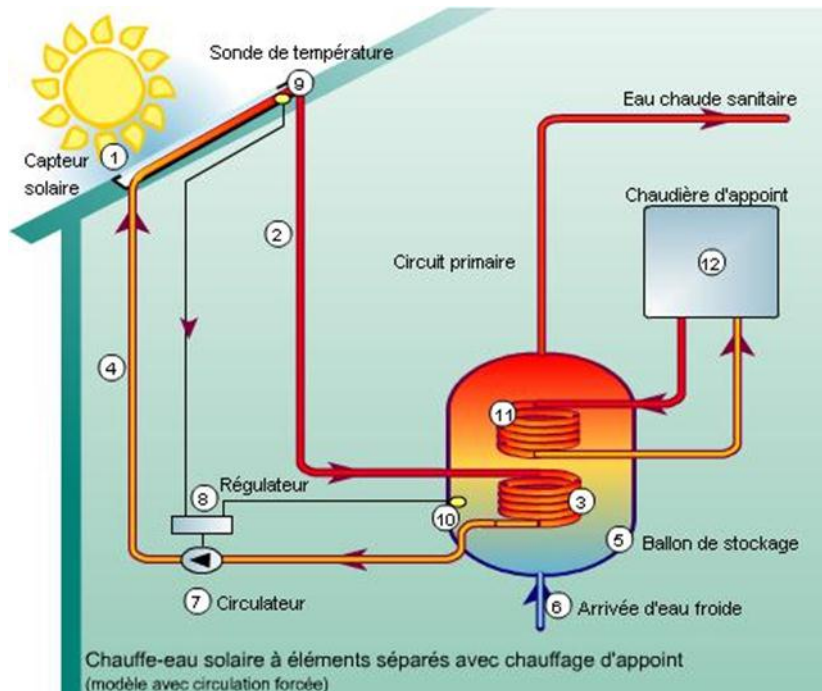


Figure2.8 : Fonctionnement du chauffe-eau-solaire

- L'échangeur thermique (3) en serpentin, cède ses calories solaires à l'eau sanitaire.
- Le liquide refroidi, repart vers le capteur (4) où il est à nouveau chauffé tant que l'ensoleillement reste efficace.
- Le ballon de stockage (5) est une cuve métallique qui constitue la réserve d'eau sanitaire.
- L'eau froide du réseau (6) remplace l'eau chaude soutirée, elle sera de nouveau chauffée à son tour par le liquide du circuit primaire.
- Le circulateur (7) met en mouvement le liquide caloporteur quand il est plus chaud que l'eau sanitaire du ballon. Ce dernier est commandé par le régulateur (8) qui utilise deux sondes de température (9 et 10).
- Si la sonde du ballon (10) est plus chaude que celle du capteur (9), la régulation coupe le circulateur. Sinon, le circulateur est remis en route et le liquide primaire réchauffe l'eau sanitaire du ballon.
- En hiver ou lors de longue période de mauvais temps, la totalité de la production d'eau chaude ne peut être assurée par cette énergie solaire. Dans ce cas, un dispositif d'appoint (résistance ou serpentin (11)) raccordé à une chaudière d'appoint (12) prend donc le relais et reconstitue un stock d'eau chaude.

2.4 Calcul d'un chauffe-eau solaire

Le calcul d'un chauffe-eau consiste à écrire le bilan de chaleur au niveau de l'absorbeur. Il est donnée par :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Chaleur solaire} \\ \text{absorbé} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Chaleur utile} \\ \text{récupéré par} \\ \text{l'eau} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Pertes thermiques} \\ \text{à travers l'isolant} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Chaleur} \\ \text{accumulée} \end{array} \right\}$$

La chaleur utile est donnée par :

$$\phi_{ut} = \dot{m}C_p(T_s - T_e) \quad (2.1)$$

\dot{m} : Débit massique de l'eau dans le capteur

T_e, T_s : températures d'entrée et de sortie de l'eau dans le capteur

Le bilan peut s'écrire :

$$(\dot{m}C_p)_a \frac{dT_a}{dt} = (\overline{\tau\alpha} \phi)S - \phi_{ut} - \sigma S \frac{[(T_a + 273)^4 - (T_v + 273)^4]}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} - h_{va}S(T_a - T_v) - \frac{(T_a - T_{am})}{R_{es}} \quad (2.2)$$

$\overline{\tau\alpha}$: produit de la transmittivité du verre et de l'absorptivité de l'absorbeur

S : surface du chauffe-eau

ϕ : flux solaire incident

Le troisième terme et le quatrième terme à droite représentent l'échange radiatif et convectif entre l'absorbeur et le vitrage. Le dernier terme représente les pertes thermiques par le fond vers l'extérieur.

T_a, T_v et T_{am} : températures de l'absorbeur, du vitrage et du milieu ambiant.

R_{es} : la somme des résistances thermiques de conduction (dans l'isolant) et de convection entre l'isolant et l'air ambiant.

ϵ_a, ϵ_v : émissivités de l'absorbeur et du vitrage

Le bilan sur le vitrage s'écrit :

$$\begin{aligned} (\dot{M}C_p)_v \frac{dT_v}{dt} = & h_{va}S(T_c - T_v) + \sigma S \frac{[(T_c + 273)^4 - (T_v + 273)^4]}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} - h_{vb}S(T_v - T_{am}) \\ & - \sigma S \epsilon_v [(T_v + 273)^4 - (T_{ci} + 273)^4] \end{aligned} \quad (2.3)$$

En écrivant les termes de rayonnement sous la forme équivalente à la loi de Newton pour la convection on obtient :

$$(mC_p)_a \frac{dT_a}{dt} = (\overline{\tau\alpha} \phi) S - \phi_{ut} - h_{ra}S(T_a - T_v) - h_{va}S(T_a - T_v) - \frac{(T_a - T_{am})}{R_{es}} \quad (2.4)$$

$$(MC_p)_v \frac{dT_v}{dt} = h_{va}S(T_a - T_v) + h_{rv}S(T_a - T_v) - h_{vb}S(T_v - T_{am}) \quad (2.5)$$

avec :

$$h_{ra} = \sigma \frac{(T_a^2 + T_v^2)(T_a + T_v)}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} \quad (2.6)$$

$$h_{rv} = \epsilon_v (T_v^2 + T_{ci}^2)(T_v + T_{ci}) \frac{(T_v - T_{ci})}{T_{va} - T_{am}} \quad (2.7)$$

T_{ci} : température de la voûte céleste

h_{va} , h_{vb} : coefficients de transfert de chaleur par convection entre le vitrage et l'absorbeur et entre le vitrage et l'air ambiant respectivement.

La température de la voûte céleste (ciel) est reliée à la température ambiante par [27]:

$$T_{ci} = 0.0552.T_{am}^{1.5} \quad (2.7)$$

Le schéma électrique équivalent du système est illustré sur la figure (2.9) ci-dessous :

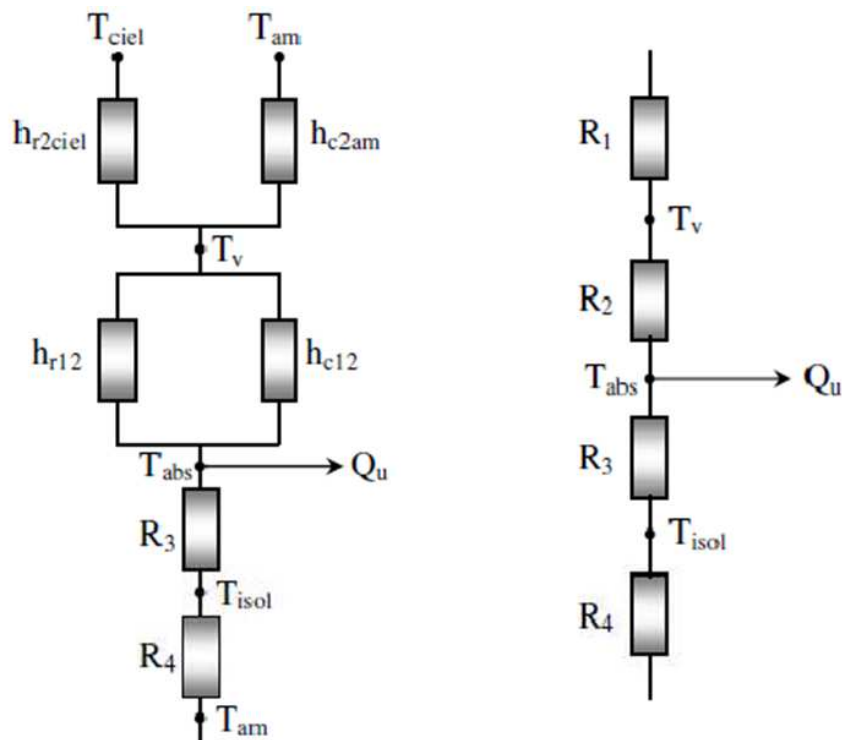


Figure (2.9) : Circuit électrique équivalent relatif à un capteursolaire plan [28]

Dans ce schéma électrique, nous avons :

R_1 : Résistance thermique entre le milieu ambiant et la vitre.

R_2 : Résistance thermique entre la vitre et l'absorbeur.

R_3 : Résistance thermique entre l'absorbeur et l'isolant.

R_4 : Résistance thermique entre l'isolant et le milieu ambiant.

R_{Av} : Résistance thermique vers l'avant du capteur ;

R_{Air} : Résistance thermique vers l'arrière du capteur ;

Finalement, le bilan de chaleur au niveau de l'absorbeur se résume à l'équation suivante :

$$\left(mC_p\right)_a \frac{dT_a}{dt} = \left(\overline{\tau\alpha\phi}\right) S - \phi_{ut} - US(T_a - T_{am}) \quad (2.8)$$

U : coefficient global de transfert de chaleur exprimé avec l'ensemble des résistances thermiques de la figure (2.9) en $W/m^2\text{°C}$.

Chapitre 3

Modélisation et méthodes de résolution

3.1 Introduction

La modélisation mathématique consiste à exprimer le phénomène physique en équations mathématiques avec certaines hypothèses simplificatrices. On se propose d'établir les équations mathématiques des bilans thermiques et massiques qui régissent les phénomènes intervenants dans le capteur et dans le réacteur à adsorption.

Dans ce qui suit, on s'intéressera à :

- La description du dispositif expérimental et du mode opératoire
- L'établissement des bilans de chaleur et de masse au niveau des différents éléments ;
- Formulation des hypothèses simplificatrices ;
- Établissement d'un programme à l'aide du logiciel MATLAB

3.2. Description du montage expérimental

3.2.1. Description du capteur solaire plan

Le capteur étudié est un capteur plan muni de tubes parallèles reliés par des collecteurs, identique à celui existant à l'UDES (Bou-Ismaïl). Ces caractéristiques sont présentées sur le tableau (3.1).

Tableau 3.1 : Caractéristiques du capteur solaire étudié

Surface	2 m ²
Nombre de tubes (Nt) en cuivre	11
Diamètres des tubes	12/14 mm
Longueur des tubes	1,8 m
Épaisseur du vitrage	4 mm
Épaisseur de l'absorbeur (aluminium)	4 mm
Épaisseur de l'isolant (laine de verre)	5 cm
Angle d'inclinaison	28°

Le fluide caloporteur circule entre le capteur et le réacteur. La tuyauterie externe est supposée parfaitement calorifugée. Nous avons choisi une circulation forcée de l'eau.

Les caractéristiques optiques du capteur sont présentées sur le tableau (3.2) ci-dessous.

Tableau 3.2 : Caractéristiques optiques du capteur solaire

Emissivité du vitrage (ϵ_v)	0,07
Transitivité du vitrage (τ_v)	0.9
Emissivité de l'absorbeur (ϵ_a)	0,9
Absorptivité de l'absorbeur (α_a)	0,95

3.2.2 Description du réacteur (adsorbeur)

Le réacteur étudié est un réacteur cylindrique à double paroi (figure 3.1) en acier de 2 mm d'épaisseur. La forme cylindrique lui permet d'avoir une bonne tenue mécanique puisqu'il doit fonctionner sous vide partiel. Les diamètres interne et externe du réacteur sont 200/204 mm. Sa hauteur de 500 mm lui permet de contenir jusqu'à 8 kg de charbon actif. Le réacteur fait partie d'un dispositif de production du froid (figure 3.2) avec un cycle intermittent jour/nuit (durant le jour, l'apport de calories au réacteur permet la régénération de l'adsorbant). Le réfrigérant est amené au réacteur par un tube axial percé de nombreux petits trous.

L'adsorbant considéré dans ce travail est un charbon actif en forme de bâtonnet dont les caractéristiques sont données en appendice. Le méthanol est le réfrigérant choisi.

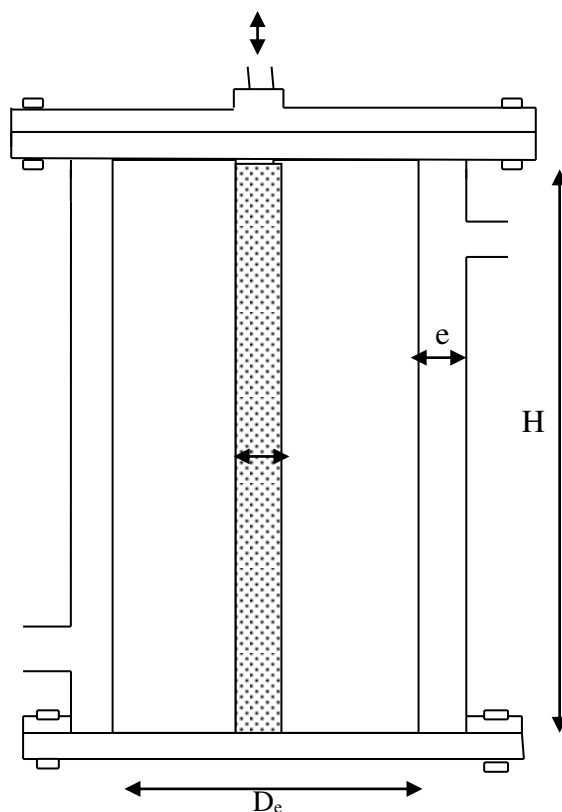
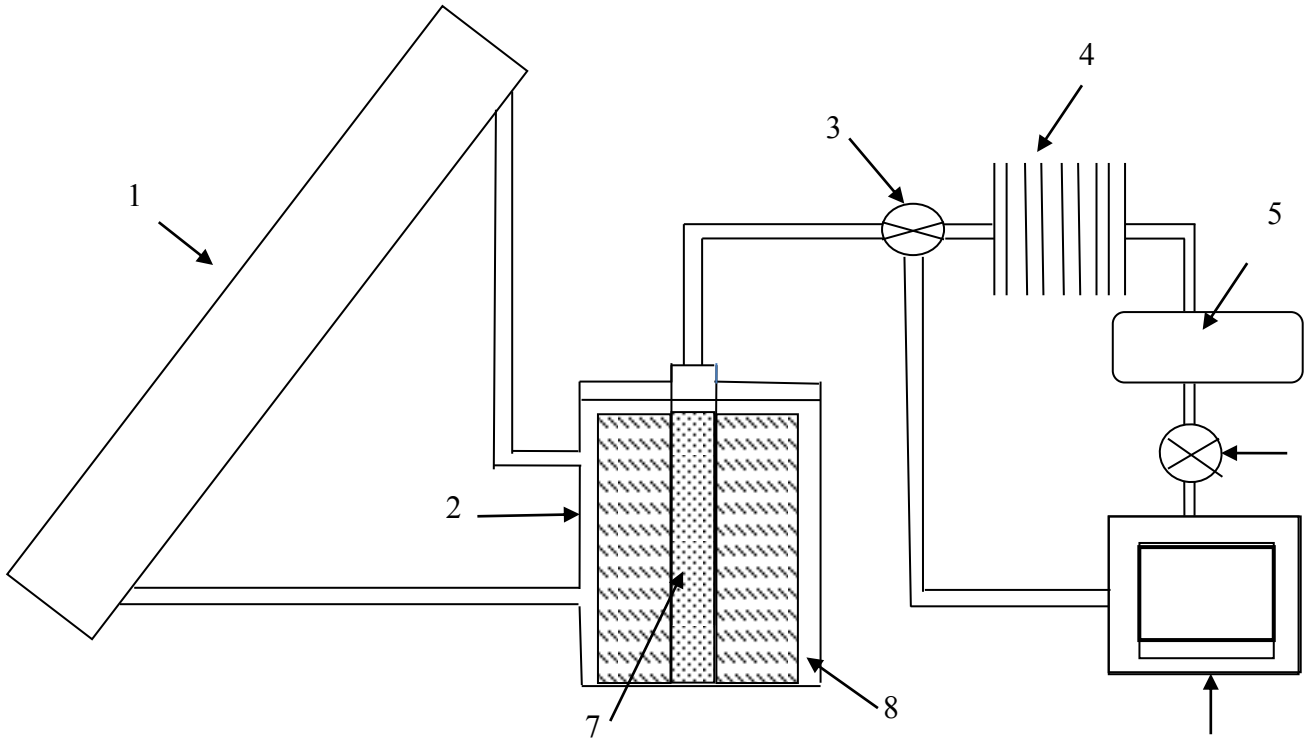


Figure 3.1 : Schéma du réacteur d'adsorption



- | | |
|---|---|
| 1 - Capteur /Générateur | 5 - Réservoir |
| 2- Réacteur cylindrique à double parois | 6 - évaporateur |
| 3 - vanne | 7 - Tube de la circulation de la vapeur |
| 4 - Condenseur | 8 - enveloppe |

Figure 3.2 : Schéma du dispositif de production du froid

3.3 Description du fonctionnement du système

Durant le jour, le réacteur est relié au condenseur à air supposé idéal. Dans ces conditions, la température du condenseur est égale à la température ambiante et varie avec elle. C'est la température de saturation T_s qui se trouve dans le modèle d'équilibre de Dubinin-Astakov utilisé dans notre simulation. Le fluide caloporteur chauffé par les rayons du soleil dans le capteur, permet de chauffer le réacteur et assure ainsi, la régénération de l'adsorbant. Le réfrigérant récupéré au condenseur passe dans un vase de récupération.

En fin d'après-midi, le réfrigérant est acheminé vers l'évaporateur. A partir de ce moment et durant toute la nuit, le réacteur est relié à l'évaporateur et ainsi, la température T_s du modèle d'équilibre est égale à la température de l'évaporateur qui constitue la chambre froide. Durant cette période, le fond isolant du capteur est enlevé est en l'absence de rayonnement solaire, le capteur refroidit et avec lui, le fluide caloporteur qui enlève les calories au réacteur et assure l'adsorption du réfrigérant.

3.4 Modèle mathématiques

3.4.1 Hypothèses de travail

Les équations générales de transfert de chaleur sont écrites en tenant compte des hypothèses simplificatrices suivantes:

- Les conduites entre le capteur et le condenseur ou l'évaporateur sont parfaitement isolées.
- On néglige les pertes thermiques sur le réacteur (bonne isolation).
- Toutes les grandeurs physiques sont indépendantes de la température sauf la masse d'adsorbat, les coefficients d'échanges de chaleur par convection, la chaleur de désorption et la chaleur de vaporisation.
- Les températures du vitrage et de l'absorbeur sont uniformes (faible épaisseur)
- Le charbon (adsorbant) dans le réacteur est supposé à température uniforme
- La résistance au transfert de masse est négligeable dans le lit d'adsorbant (équilibre thermodynamique entre la phase vapeur et la phase adsorbée)
- Le régime est instationnaire.
- Les trois phases sont considérées comme étant, à chaque instant, en équilibre thermodynamique (le transfert de masse dans le lit d'adsorbant est négligé).
- Les pertes de charge sont négligeables dans le milieu poreux.
- Le condenseur à air est supposé à température ambiante à chaque instant.

3.4.2 Modèle mathématique

Le modèle mathématiques est basé sur les bilans d'énergie au niveau de :

- vitrage
- absorbeur
- le fluide caloporteur
- le réacteur

➤ *Fonctionnement du jour*

- Bilan au vitrage

$$\begin{aligned} (MC_p)_v \frac{dT_v}{dt} = h_{va} S (T_c - T_v) + \sigma S \left[\frac{(T_c + 273)^4 - (T_v + 273)^4}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} \right] - h_{vb} S (T_v - T_{am}) \\ - \sigma S \epsilon_v \left[(T_v + 273)^4 - (T_{ci} + 273)^4 \right] \end{aligned} \quad (3.1)$$

- Bilan à l'absorbeur

$$(mC_p)_a \frac{dT_a}{dt} = \left(\frac{\tau\alpha}{\phi} \right) S - \phi_{ut} - \sigma S \frac{[(T_a + 273)^4 - (T_v + 273)^4]}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} - h_{va} S (T_a - T_v) - \frac{(T_a - T_{am})}{R_{es}} \quad (3.2)$$

- Bilan au réacteur

$$\left(\sum MC_p \right)_r \frac{dT_r}{dt} = \frac{T_e - T_r}{R_r} + L_{ads}(T_{ad}) \left(\frac{dm}{dt} \right) \quad (3.3)$$

Avec :

$$\frac{1}{R_r} = \frac{\text{Ln} \frac{R_i}{0,5R_i}}{2\pi\lambda_{eq}H} + \frac{\text{Ln} \frac{R_e}{R_i}}{2\pi\lambda_{ac}H} + \frac{1}{2\pi R_e h_r H} \quad (3.4)$$

$$\sum MC_p = m_{ad} C_{ps} + m C_{pl} = m_{ad} (C_{ps} + x.C_{pl}) \quad (3.5)$$

T_{ad} : température de l'adsorbant dans le réacteur (°C)

T_e : température du fluide caloporteur circulant dans l'enveloppe du réacteur (°C)

R_r : La somme des résistances thermiques de conduction du charbon, de l'épaisseur du réacteur en acier et la résistance de convection dans l'enveloppe du réacteur (°C/W)

ϵ : porosité du lit de charbon

λ_{eq} : conductivité thermique effective de l'adsorbant chargé de réfrigérant (W/m°C)

λ_{ac} : conductivité thermique de l'acier

L_{ads} : chaleur latente d'adsorption (J/Kg)

m : masse de réfrigérant adsorbé (Kg)

$\sum MC_p$: somme des capacités calorifiques de l'adsorbant et du réfrigérant adsorbé (J/°C)

R_i : rayon intérieur du réacteur (m)

R_e : rayon extérieur du réacteur (m)

H : hauteur du lit d'adsorbant dans le réacteur (m)

h_r : coefficient de transfert de chaleur par convection dans l'enveloppe du réacteur (W/m²°C)

En utilisant le rapport massique x (masse d'adsorbat/masse d'adsorbant), le bilan s'écrit :

$$\left(\sum MC_p \right)_r \frac{dT_r}{dt} = \frac{T_e - T_r}{R_r} + L_{ads}(T_r) m_{ad} \left(\frac{dx^*}{dt} \right) \quad (3.6)$$

m_{ad} : masse constante d'adsorbant dans le réacteur (Kg)

On rappelle que x^* est donné par l'équation d'équilibre de Dubinin-Astakov :

$$x = x_0 \exp \left[-DT_r \ln \left(\frac{P_s}{P} \right)^n \right] \quad (3.7)$$

x_0 : capacité maximale d'adsorption (kg/kg)

P_s : pression de saturation du réfrigérant correspondant à la température de l'adsorbant

P : pression de la vapeur dans le système (c'est la pression de saturation correspondant à la température du condenseur ou de l'évaporateur)

- Bilan au niveau du fluide caloporteur

$$\phi_{ut} = \dot{m}C_p(T_s - T_e) \quad (3.8)$$

\dot{m} : Débit massique de l'eau dans le capteur

T_e, T_s : températures d'entrée et de sortie de l'eau dans le capteur

➤ *Fonctionnement de nuit*

- Bilan à l'absorbeur

$$\left(mC_p \right)_a \frac{dT_a}{dt} = -\phi_{ut} - \sigma S \frac{[(T_a + 273)^4 - (T_v + 273)^4]}{\frac{1}{\epsilon_a} + \frac{1}{\epsilon_v} - 1} - h_{va}S(T_a - T_v) \quad (3.9)$$

- Bilan au réacteur

$$\left(\sum MC_p \right)_r \frac{dT_r}{dt} = \frac{T_e - T_r}{R_r} + L_{ad}(T_r) \left(\frac{dm}{dt} \right)_r \quad (3.10)$$

- Bilan à l'évaporateur

$$\left(\sum MC_p \right)_{ev} \frac{dT_{ev}}{dt} = -L_v(T_{ev}) \left(\frac{dm}{dt} \right)_{ev} \quad (3.11)$$

$\left(\sum MC_p \right)_{ev}$: somme des capacités calorifiques de l'évaporateur et du réfrigérant adsorbé

L_v : chaleur latente de vaporisation du réfrigérant (J/Kg)

Le bilan massique donne :

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_r = - \left(\frac{dm}{dt} \right)_{ev} \quad (3.12)$$

3.5. Coefficients de transfert de chaleur par convection

Dans le dispositif, nous avons un transfert de chaleur par convection entre les éléments du capteur et du réacteur avec les fluides en contact.

3.5.1. Coefficient d'échange de chaleur entre la vitre et l'air ambiant h_{vb}

WATMUFF et col [29] proposent l'expression suivante:

$$h_{vb} = 2.8 + 3 V \quad \left(W / m^2 \text{ } ^\circ C \right) \quad (3.13)$$

avec:

V: vitesse du vent (m/s).

3.5.2 Coefficient d'échange de chaleur entre la vitre et l'absorbeur h_{va}

Nous utilisons la corrélation ci-dessous, proposé par HOLLANDS et col [30], valable pour une plaque inclinée:

$$Nu = \frac{h_{va}L}{k} = 1 + 1.44 \left[1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cdot \cos \beta} \right] \left[1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \beta} \right]^{\oplus} + \left[\left(\frac{Ra \cdot \cos \beta}{5830} \right)^{\frac{1}{3}} - 1 \right]^{\oplus} \quad (3.14)$$

Le terme \oplus indique que si l'expression entre crochets est négative, elle doit être prise égale à zéro.

$$\text{avec : } Ra = \frac{g\beta' \Delta T L^3 Pr}{\nu^2} \quad (3.15)$$

Nu : nombre adimensionnel de NUSSELT

Ra : nombre de RAYLEIGH

Pr : nombre de PRANDTL

β : l'angle d'inclinaison avec: $0^\circ \leq \beta \leq 75^\circ$

k : conductivité thermique de l'air

ν : viscosité cinématique de l'air

L : longueur caractéristique du système (distance vitre - absorbeur).

β' : coefficient de dilatation cubique de l'air (pour un gaz parfait).

$$\beta' = \frac{1}{T} = \frac{2}{T_v + T_a} \text{ et } \Delta T = | T_v - T_a |$$

3.5.3 Coefficient d'échange de chaleur entre le fond et l'air ambiant h_f

Pour le coefficient de convection entre le fond incliné et l'air ambiant, on utilise la corrélation suivante [28]

$$Nu = \frac{h_f L'}{k} = \left(0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right)^2 \quad (3.16)$$

$$\text{avec: } Ra = \frac{g \cos(\beta) |T_f - T_{am}| L_c^3 \beta'}{a \nu} \quad (3.17)$$

$$\beta' = \frac{1}{T} = \frac{2}{T_c + T_{am}}$$

$$L' = \frac{4 S_f}{P}$$

avec:

a : diffusivité thermique

L' : longueur caractéristique du système.

P : périmètre du fond.

S_f : surface du fond.

3.3.4 Coefficient d'échange de chaleur entre le réacteur et l'eau

On utilise la relation de Colburn :

$$Nu = \frac{h_r D_H}{k_e} = 0,023. Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (3.18)$$

$$\text{Avec} \quad Re = \frac{4\dot{m}}{\pi \mu_e D_H} \quad (3.19)$$

Re : nombre adimensionnel de Reynolds

D_H : Diamètre hydraulique (différence entre les diamètres interne et externe du réacteur)

k_e : conductivité thermique de l'eau (W/m°C)

μ_e : viscosité dynamique de l'eau (Pa.s)

3.3.5 Coefficient d'échange de chaleur entre l'absorbeur et l'eau h_a

On utilise la corrélation suivante valable pour un régime laminaire.

$$Nu = \frac{h_a d_i}{k_e} = 1,86 \cdot (Re Pr)^{1/3} \left(\frac{d_i}{L} \right) \left(\frac{\mu_e}{\mu_p} \right)^{0,14} \quad 3.20$$

d_i : diamètre intérieur des tubes

L : longueur des tubes

μ_p : viscosité dynamique de l'eau à la température de paroi (Pa.s)

3.6 Programme de résolution

3.6.1 Méthode de résolution

Pour résoudre le système, nous avons assimilé les dérivées par rapport au temps à des différences finies afin d'obtenir un système d'équations algébriques. Ces équations sont de type :

$$\frac{d\bar{T}}{dt} = F(\bar{T}, t) \quad (3.21)$$

avec \bar{T} et F des vecteurs constitués des températures variables et des bilans de chaleur et de masse (on peut aussi avoir une seule équation et une seule variable).

On obtient :

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta t} \quad (3.22)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta t} = F(T_i, t) \quad (3.23)$$

Le bilan d'énergie au réacteur, à titre d'exemple, devient :

$$\frac{T_{ei} - T_i}{R_{th}} + L_{ads}(T_i) m_{ad} \left(\frac{x_{i+1} - x_i}{dt} \right) = m_{ad}(C_{ps} + x_i C_{pl}) \frac{T_{i+1} - T_i}{dt} \quad (3.24)$$

Les T_{i+1} sont les inconnues et x_{i+1} est fonction de T_{i+1} .

Comme les équations ne sont pas linéaires, pour obtenir les T_{i+1} et x_{i+1} , on utilise la méthode de Newton-Raphson qui est une méthode itérative, pour résoudre un problème de type :

$$F(T)=0$$

$$F = \frac{T_{ei} - T_i}{R_{th}} + L_{ads}(T_i) m_{ad} \left(\frac{x_{i+1} - x_i}{dt} \right) - m_{ad}(C_{ps} + x_i C_{pl}) \frac{T_{i+1} - T_i}{dt} \quad (3.25)$$

On initie l'itération en donnant une valeur T^k aux inconnues, on calcule $F(T^k)$ et la dérivée $F'(T^k)$ puis on calcule T^{k+1} selon l'algorithme suivant :

$$T^{k+1} = T^k - \frac{F(T^k)}{F'(T^k)} \quad (3.26)$$

L'itération est arrêtée lorsque la condition d'arrêt est vérifiée soit :

$$|F(T^{k+1})| \leq \varepsilon_p \text{ ou } |T^{k+1} - T^k| \leq \varepsilon_p$$

ε_p : précision désirée

Dans le cas d'un système d'équations, on utilise :

$$\bar{T}^{k+1} = \bar{T}^k - J^{-1} \left(\bar{T}^k \right) \cdot F(\bar{T}^k) \quad (3.27)$$

J : matrice jacobéenne de F donnée par :

$$J(X) = \begin{bmatrix} \partial F_1 / \partial T_1 & \partial F_1 / \partial T_2 \dots \partial F_1 / \partial T_n \\ \partial F_2 / \partial T_1 & \partial F_2 / \partial T_2 \dots \partial F_2 / \partial T_n \\ \dots & \dots & \dots \\ \partial F_n / \partial T_1 & \partial F_n / \partial T_2 \dots \partial F_n / \partial T_n \end{bmatrix}$$

Avec la condition d'arrêt suivante :

$$\|F\| \leq \varepsilon_p \text{ avec } \|F\| = \sqrt{\sum F_i^2}$$

3.5.2. Programmes de calcul

A partir des équations des bilans d'énergie, nous mettons en œuvre un programme informatique permettant de simuler le comportement thermique de notre dispositif. Ce programme est écrit sous MATLAB.

MATLAB est un logiciel de calcul matriciel à syntaxe simple. Avec ses fonctions spécialisées, MATLAB peut être aussi considéré comme un langage de programmation adapté pour les problèmes scientifiques.

Il existe deux modes de fonctionnement:

1. mode interactif: MATLAB exécute les instructions au fur et à mesure qu'elles sont données par l'utilisateur.
2. mode exécutif: MATLAB exécute ligne par ligne un "fichier M" (programme en langage MATLAB).

Notre programme se compose d'un programme principal et de plusieurs sous – programmes.

Dans le programme principal, sont introduites les données fixes et quelques données variables. Ces données concernent les dimensions, les propriétés physiques, le pas de temps, les conditions initiales et la boucle principale (boucle temporelle).

Les sous-programmes servent au calcul des propriétés physiques variables, les fonctions bilans (F), les différentes dérivées, la matrice Jacobienne et la boucle secondaire (l'itération).

L'organigramme de résolution est illustré par la figure (3.3).

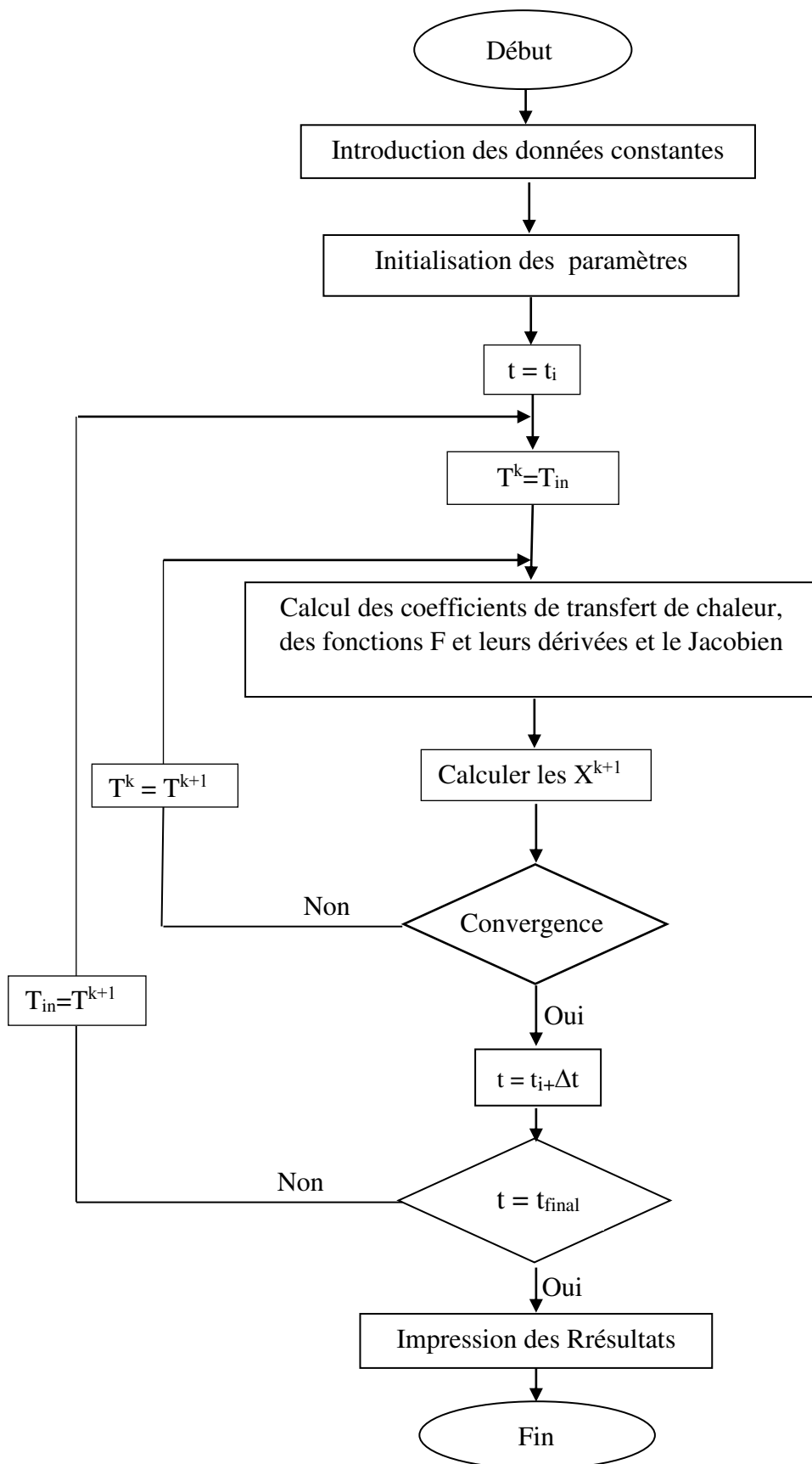


Figure 3.3 : Organigramme de résolution

Chapitre 04

Résultats et discussion

Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter les résultats de la simulation du réacteur d'adsorption couplé à un chauffe-eau solaire. Pour cela, on s'est basé sur des données météorologiques de BAKI et col [31] du site d'Oran pour une journée type du mois de Juillet. Ces résultats concernent essentiellement, les évolutions journalières des différentes températures, de la quantité d'adsorbant régénérée.

4.1 Irradiation solaire et température ambiante

Les figures(4.1) et(4.2) montrent les variations journalières des flux solaires reçus sur la surface du capteur qui permettent de chauffer l'eau qui représente la source chaude assurant la régénération de l'adsorbant dans le réacteur. L'irradiation montre une évolution symétrique avec un maximum vers 14 heures d'une valeur proche de 1000 W/m².

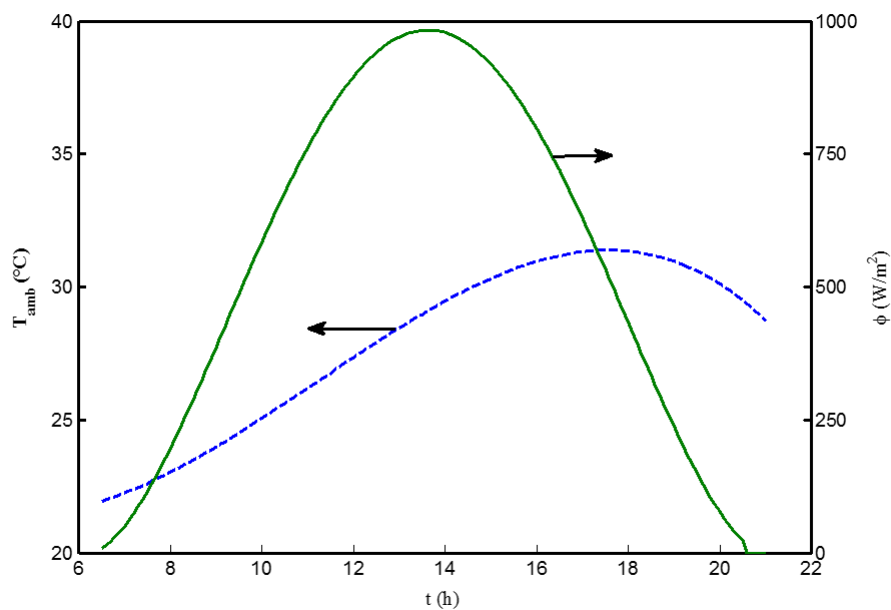


Figure 4.1 : Evolutions de la température ambiante et de l'irradiation (Oran – juillet)

La température ambiante augmente progressivement du lever du soleil jusqu'à atteindre son maximum aux environs de 17h30 puis décroît jusqu'au matin. La valeur maximale est de 31,5°C.

4.2. Evolutions des températures du chauffe-eau et du réacteur

4.2.1 Evolutions des températures du vitrage et de l'absorbeur

La figure(4.2) représente la variation des températures du vitrage, de l'absorbeur et de l'adsorbant dans le réacteur au cours de la journée. Dans cette simulation, on a pris une vitesse du vent égale 2 m/s.

Les températures de la vitre et de l'absorbeur évoluent de façon similaire en passant par des maximums vers 14 heures correspondant au maximum d'irradiation. La température de l'absorbeur est plus grande que celle du vitrage en raison de l'exposition au vent et à l'air ambiant. Ta atteint une température supérieure à 85°C alors que celle de la vitre, ne dépasse pas les 50°C.

La température dans le réacteur croît progressivement, de 28°C à 7 heures jusqu'à 52°C à 19h30. On constate que le maximum est décalé par rapport aux autres éléments du capteur et ceci est dû à l'inertie thermique importante et à la chaleur de désorption consommée par l'adsorbant

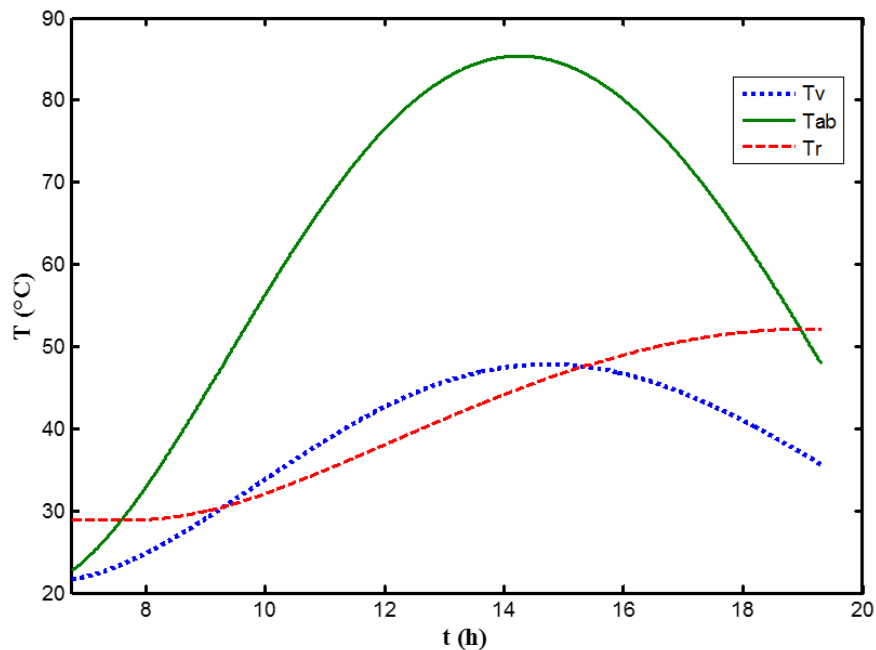


Figure 4.2 : Evolutions des températures du vitrage, de l'absorbeur et du réacteur (vitesse du vent 2m/s)

4.2.2 Evolution de la température du fluide caloporteur

Nous avons porté, sur la figure (4.3), l'évolution de la température de l'eau (fluide caloporteur) à sa sortie du chauffe-eau qui correspond à la température d'entrée dans le réacteur.

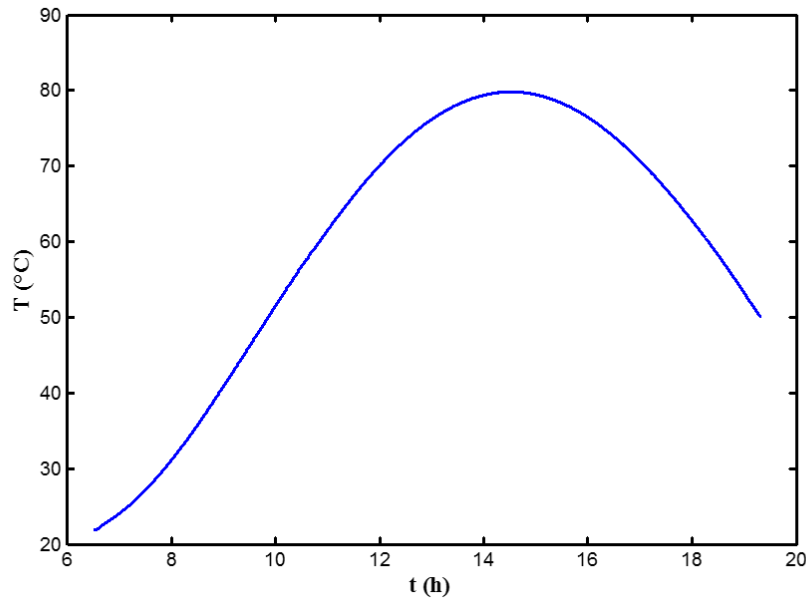


Figure 4.3 : Evolution de la température de l'eau à la sortie du chauffe-eau

On constate que cette évolution est similaire à celle de l'absorbeur avec lequel elle est en contact par l'intermédiaire de la paroi des tubes. La température maximale atteinte est légèrement inférieure à 80°C.

4.3. Résultats de la régénération de l'adsorbant

Les figures (4.4) et (4.5) représentent les évolutions de la quantité de réfrigérant adsorbé (x) et celle récupérée par la régénération (m_r) lors du chauffage du réacteur par le fluide caloporteur. Ces deux graphes ont des évolutions symétriques. Au début la quantité adsorbée reste pratiquement constante conformément à l'évolution de la température de l'adsorbant (réacteur) et ceci à cause de l'inertie thermique et de la chaleur latente élevée nécessaire pour assurer la désorption. On assiste, ensuite à une diminution régulière à laquelle correspond une augmentation de la quantité désorbée (m_r) jusqu'aux environs de 19h30. A cet instant, on ne peut régénérer l'adsorbant et le processus de production du froid pourra commencer en mettant en communication le réacteur avec l'évaporateur qui sera rempli par le réfrigérant récupéré.

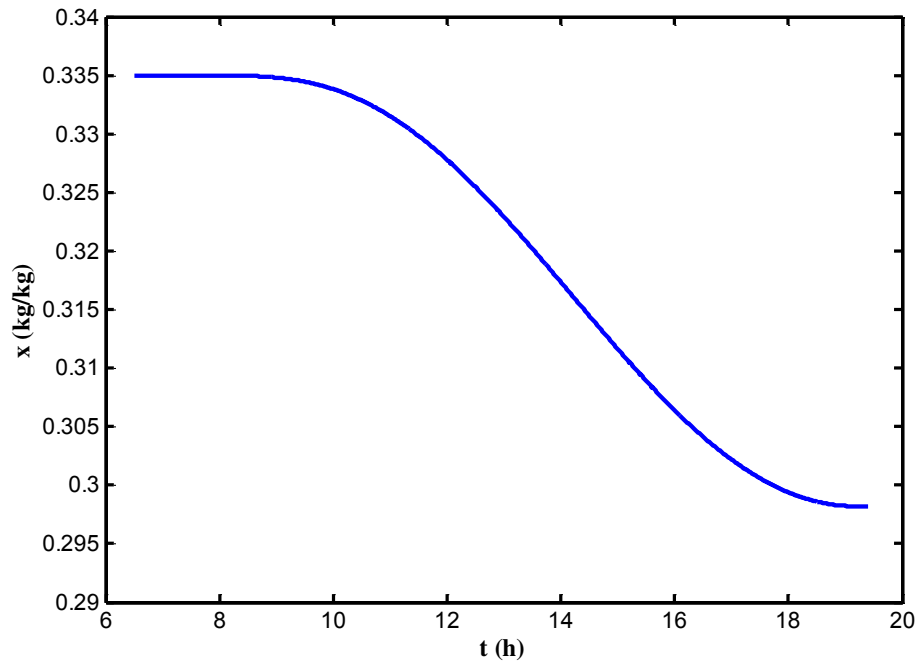


Figure 4.4 : Evolution de la quantité de réfrigérant adsorbé

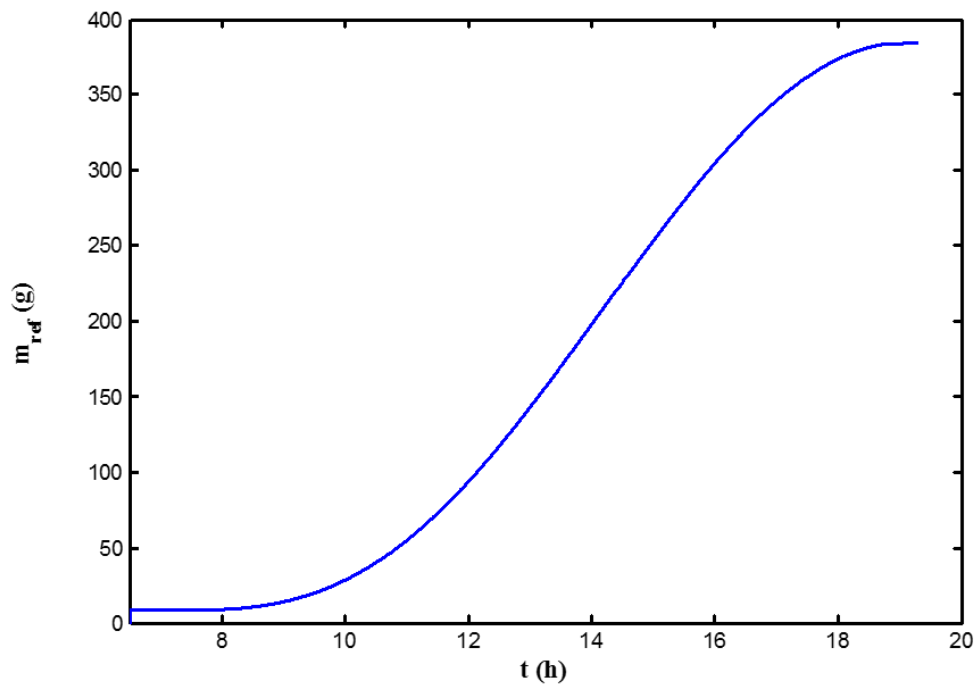


Figure 4.5 : Evolution de la masse de réfrigérant désorbé ou régénéré

4.4. Effet de la vitesse du vent

Nous avons simulé l'effet de la vitesse du vent sur les différentes températures et sur la régénération de l'adsorbant. Les résultats sont présentés ci-dessous.

4.4.1. Evolution de la vitesse du vent sur T_a

La figure (4.6) montre l'effet de la vitesse du vent sur l'évolution de la température de l'absorbeur. On constate bien l'effet négatif du vent sur le chauffe-eau. Lorsque la vitesse passe de 1 à 5 m/s, la température maximale atteinte passe de 91 à 78°C.

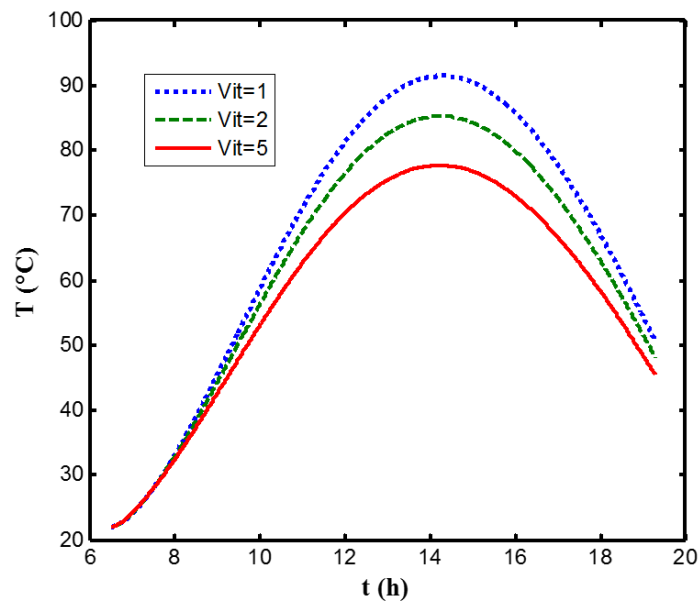


Figure 4.6 : Evolution de la température de l'absorbeur – Effet de la vitesse du vent

4.4.2. Evolution de la vitesse du vent sur T_r

La figure (4.7) montre l'effet de la vitesse du vent sur l'évolution de la température de l'adsorbant (réacteur). On constate, également, l'effet négatif de la vitesse du vent. En effet, lorsque la vitesse passe de 1 à 5 m/s, la température maximale atteinte passe de 54 à 49°C.

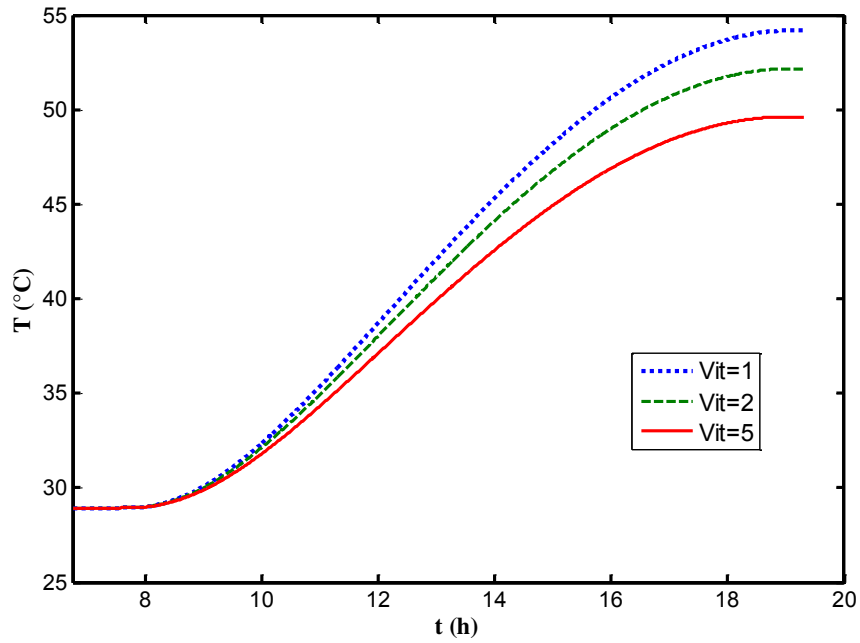


Figure 4.7 : Evolution de température de l'adsorbant – Effet de la vitesse du vent

4.4.3. Effet sur la régénération (x et m_r)

L'effet de la vitesse du vent sur la régénération de l'adsorbant est illustré par les figures (4.8) et (4.9). L'effet du vent est négatif puisque l'adsorbant est moins régénéré. En effet, lorsque la vitesse du vent augmente la masse de réfrigérant récupéré passe de 440 à 335 g.

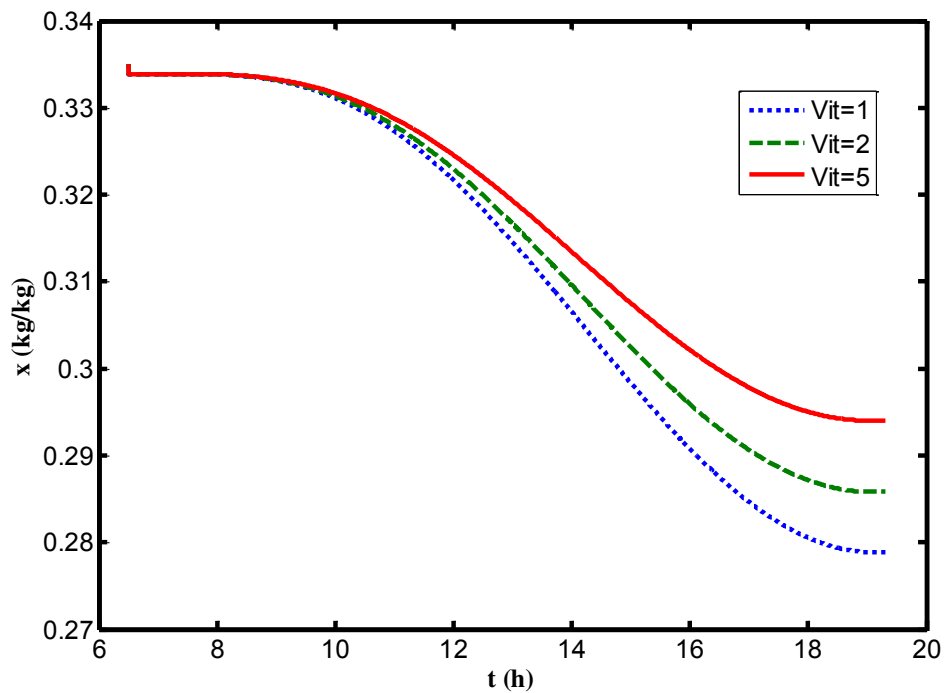


Figure 4.8 : Evolution de la masse de réfrigérant adsorbé – Effet de la vitesse du vent

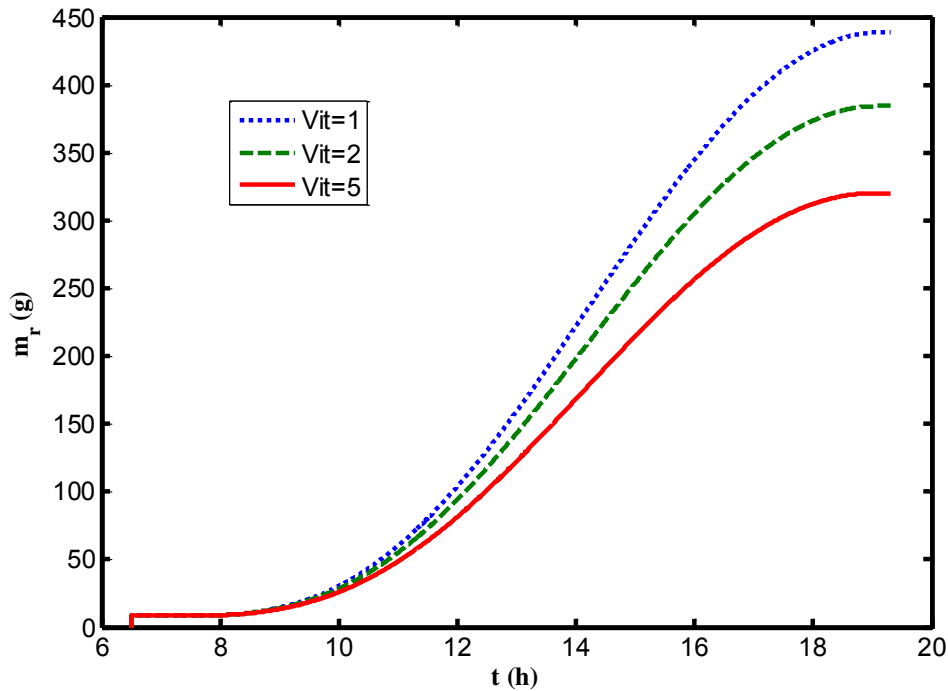


Figure 4.9 : Evolution de la masse de réfrigérant récupéré – Effet de la vitesse du vent

4.5. Effet de l'irradiation solaire

Nous avons simulé l'effet de l'irradiation solaire sur les différentes températures et sur la régénération de l'adsorbant. Les résultats sont présentés ci-dessous.

4.5.1. Effet de l'irradiation sur T_a

La figure (4.10) montre l'effet du flux de rayonnement solaire sur l'évolution de la température de l'absorbeur. Une diminution de ce flux de 10 % entraîne diminution de la température maximale de 5°C.

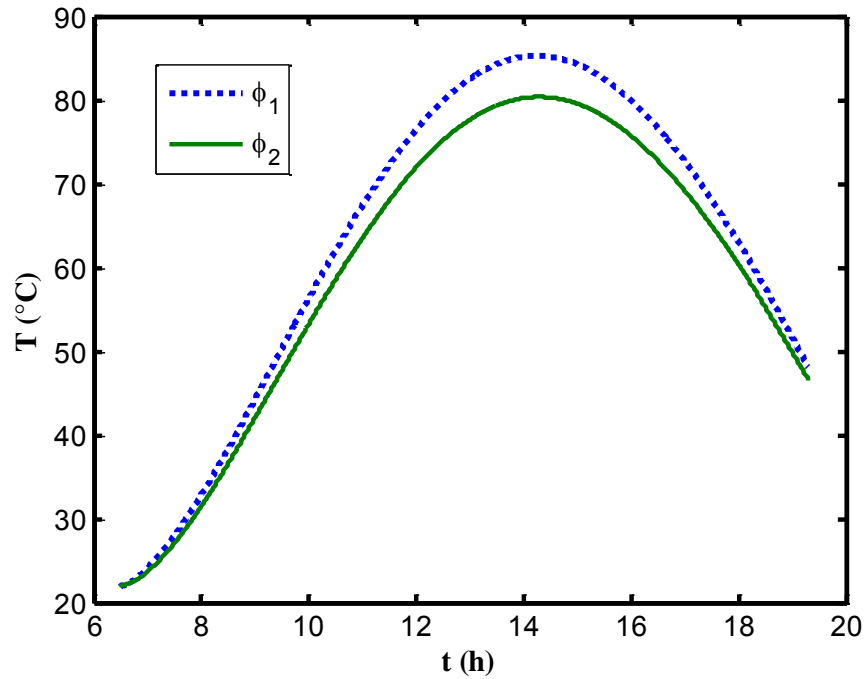


Figure 4.10 : Evolution de la température de l'absorbeur – Effet de l'irradiation solaire

4.5.2. Effet de l'irradiation sur Tr

La figure (4.11) montre l'effet l'irradiation solaire sur l'évolution de la température de l'adsorbant. Pour assurer une bonne régénération, l'adsorbant doit bien chauffer.

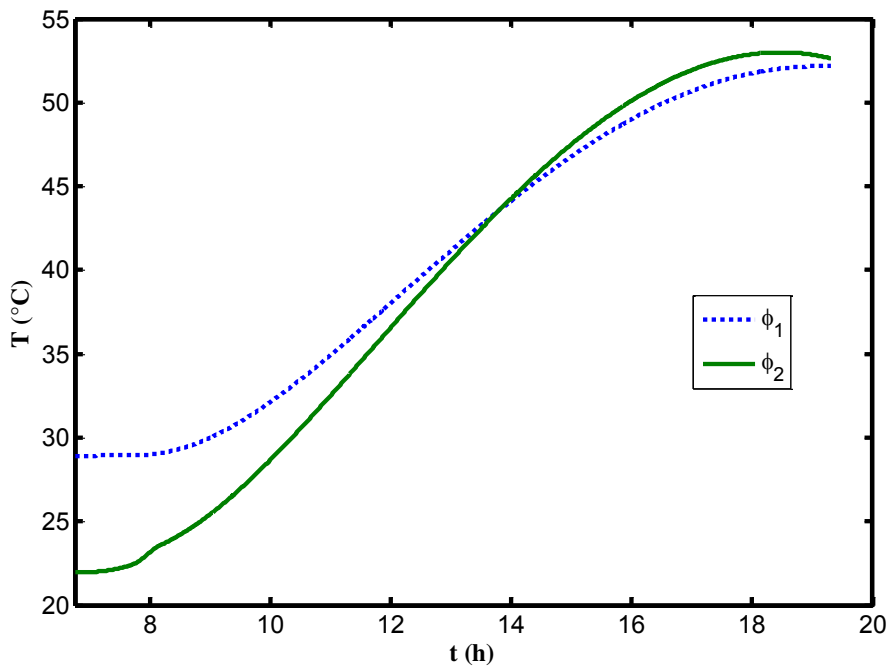


Figure 4.11 : Evolution de la température de l'adsorbant – Effet de l'irradiation solaire

On constate bien l'effet négatif du flux solaire jusqu'à 14 heures (maximum du flux solaire). On assiste ensuite à un croisement des deux courbes. Ce qui veut dire, en apparence, qu'à partir de 14 heures, un flux plus important n'entraîne pas un chauffage plus élevé. Ceci n'est pas vrai car si on chauffe moins, la désorption qui consomme beaucoup de chaleur (chaleur latente) est moins importante et donc le réacteur peut chauffer plus.

4.4.3. Effet de l'irradiation sur la régénération (x et m_r)

Les figures (4.12) et (4.13) montrent l'effet de l'irradiation sur la régénération de l'adsorbant. Pour bien voir cet effet, il faut regarder la masse totale de réfrigérant récupérée par désorption-condensation qui est la valeur finale (à $t=19h30$). Cette valeur passe de 380 g et 248 g lorsque le flux de rayonnement absorbé baisse de 10 %.

CONCLUSION GENERALE

L'objectif de notre travail était une contribution à l'étude et la simulation d'un système de production du froid à adsorption fonctionnant avec un cycle intermittent jour/nuit. Le système choisi est un réacteur d'adsorption cylindrique à double paroi couple à un chauffe-eau solaire. Dans ce dispositif, le fluide caloporteur qui sert à chauffer le réacteur pour régénérer l'adsorbant ou le refroidir pour assurer la production du froid c'est l'eau qui circule entre le réacteur et le chauffe-eau.

Le modèle mathématique est basé sur les bilans d'énergie et de masse des différents éléments.

Faute de données météorologiques, on s'est contenté d'un seul site géographique à savoir celui d'Oran durant une journée moyenne du mois de Juillets. Par ailleurs, nous avons opté pour un chauffe-eau à circulation forcée au lieu d'une circulation naturelle par thermosiphon.

On s'est limité au fonctionnement de jour qui correspond à la phase de régénération condensation.

Nous avons étudié les évolutions journalières des températures des différents éléments du capteur et de l'adsorbant ainsi que la température du fluide caloporteur à la sortie du chauffe-eau sous différentes conditions.

Nous avons vérifié l'effet négatif de la vitesse du vent sur la régénération de l'adsorbant ainsi que celui d'un mauvais ensoleillement.

Comme suite à ce travail, nous envisageons de compléter le programme pour une simulation du fonctionnement de nuit durant lequel le réacteur est relié à un évaporateur constituant la chambre froide dont la température est variable et d'affiner le modèle mathématique par l'étude du profil de température dans le lit d'adsorbant en tenant compte d'une résistance au transfert de masse.

APPENDICE A

Nous présentons, sur cette annexe les données nécessaires à la simulation

1. L'adsorbant

Masse d'adsorbant : $m_s = 7.81 \text{ kg}$

Hauteur du lit d'adsorbant : $H = 50 \text{ cm}$

Masse volumique : $\rho_s = 621 \text{ kg.m}^{-3}$

Chaleur spécifique : $C_{ps} = 940 \text{ J.Kg}^{-1}\text{°C}^{-1}$

Conductivité thermique : $\lambda_s = 0,1 \text{ W.m}^{-1}\text{°C}^{-1}$

Porosité : $\varepsilon = 0,3$

2. Les réfrigérants

- **Le méthanol**

Chaleur spécifique : $C_{pl} = 2800 \text{ J.Kg}^{-1}\text{°C}^{-1}$

Conductivité thermique : $\lambda_l = 0,21 \text{ W.m}^{-1}\text{°C}^{-1}$

Chaleur latente de vaporisation :

$$L_v = 654,23 + 4,3956.T - 8,5436 \cdot 10^{-3}.T^2 - 1,7968 \cdot 10^{-6}.T^3 \quad (\text{kJ.kg}^{-1}) \quad T \text{ en K}$$

La chaleur latente d'adsorption est donnée par : $L_{ads} = 1,2.L_v$

Pression de vapeur saturante :

$$\text{Ln}(P_s) = -\frac{0,05223 \times a}{T} + b \quad (T \text{ en K et } P_s \text{ en mmHg})$$

$$a=88244 \quad b=20,2666$$

3. Le réacteur

Rayon intérieur : $R_i = 10 \text{ cm}$

Épaisseur : $e = 2 \text{ mm}$

Conductivité thermique : $\lambda_v = 15 \text{ W.m}^{-1}\text{°C}^{-1}$

4. Paramètres du modèle d'équilibre de Dubinin-Astakov

- Couple Charbon actif/méthanol

$$x_0 = 0,335 \text{ kg.kg}^{-1}$$

$$D = 0,9 \cdot 10^{-6}$$

$$n = 2$$

5. Propriétés physiques de l'air

➤ **Conductivité thermique**

$$\lambda_a (\text{W/m}^\circ\text{K}) = 0,00389 + 0,0000742 T$$

➤ **Masse volumique**

$$\rho_a (\text{kg.m}^{-3}) = 3,1377 - 0,009088 T + 8,5779 \cdot 10^{-6} T^2$$

➤ **Viscosité cinématique**

$$\nu_a (\text{m}^2.\text{s}^{-1}) = -0,0000357088 + 2,2644 \cdot 10^{-7} T - 1,834285 \cdot 10^{-10} T^2$$

➤ **Nombre de Prandtl**

$$\text{Pr}_a = 0,8314857142 - 0,000574 T + 5,42857142 \cdot 10^{-7} T^2$$

APPENDICE B

Nous présentons, sur cette annexe les programmes écrits en langage Matlab en précisant que le pas de temps choisi est : $dt=10$ s.

Programme principale

```
clear all
clc
% introduire les paramètres non fixes
vit=2;Sca=2;Sae=0.764
Ca=1704*5;Cv=13272;ms=7.81;lc=0.333;
format long
fi=26*pi/180;lav=0.025;sig=5.65e-8;
cps=940;cpv = 840;verre et charbon
cpm=2466;cpcu=380;% méthanol
epsv=0.07;epsa=0.9;alpabs=0.9;%0.95;%verre et absorbeur
g=9.81;cst=pi/180;R=0.1;er=0.002;H=0.50;Rex=R+er;

xo=0.335;k=0.9e-6;;n=2;
ray1=sig*Sca/(1/epsa+1/epsv);ray2=sig*Sca*epsv; %rayonnement
talp=0.855;DH=0.04;Dbt=0.04;Db=Dbt/11;Cpea=4180;Dt=0.012;
rti=0.006;rte=0.007;
Nt=11;keau=0.61;kmet=0.21;ks=0.1;Cpmet=2800;kac=50;kcu=386;
kis=0.035;
rom=791;ros=0.617;iros=1/ros;Lt=1.8;eis=0.05;

% Antoine coefficients
at=88244;bt=20.2666;
% Pas de temps en secondes
dt=10;nb=0;
% Vecteur des températures ambiantes et flux absorbé
tin=input('t initial (démarrage ? :')
tfin=input('t final (arrêt ? :')
nf=(tfin-tin)*3600/dt;nf=ceil(nf)+1;tp(1)=tin;
tcouh=20.55;
z=tin;zz=tin;%
Tb(1)=-5.9206e-5*zz^4-6.4754e-3*zz^3+0.26361*zz^2-
1.9802*zz+25.55868;
Flup=0.2973*z^4-16.199*z^3+296.66*z^2-2070.7*z+4851.3;
    if z<=5.7
        Flu(1)=0;
    elseif z>=20.55
        Flu(1)=0;
    elseif Flup<0
        Flu(1)=0;
    else Flu(1)=Flup;
end
```

```

To=Tb(1);Tin=To;Tvi=To;Tai=To;Ti=To;Tbi=To;Tcei=To;Tcsi=To;
Tci=0.0552*(To+273)^1.5;xi=xo;HVA(1)=0;Flui=Flu(1)/3;
Tv(1)=To;Ta(1)=To;T(1)=To;Tce(1)=To;Tcs(1)=To;x(1)=xo;Tcep=To;
Tcsp=To;Trs(1)=To;
nfi=(tfin-tin)*3600/dt;nf=ceil(nfi)+1;coef=1;

```

```

Tki=Ti;
LnPs=-0.05223*at/(Tki+273)+bt;LnP=-0.05223*at/(Tbi+273)+bt;
LnPP=LnPs-LnP;
dPs=0.05223*at/(Tki+273).^2;
a5=((Tki+273)*LnPP).^n;xi=xo*exp(-k*a5);
x(1)=xi;mr(1)=0;

```

```

% Boucle de calcul

```

```

for nb=2:nf
    tp(nb)=tin+(nb-1)*dt/3600;jj=jj+1;
    z=tp(nb);zz=z;
    Tb(nb)=-5.9206e-5*zz^4-6.4754e-3*zz^3+0.26361*zz^2-
1.9802*zz+25.55868;
    Flup=0.2973*z^4-16.199*z^3+296.66*z^2-2070.7*z+4851.3;
    if z<=5.7
        Flu(nb)=0;
    elseif z>=20.55
        Flu(nb)=0;
    elseif Flup<0
        Flu(nb)=0;
    else Flu(nb)=Flup;
    end
    % Calcul des fonctions bilans
    CalculHc;
    CalculTc;
    Tbi=Tb(nb);Ta(nb)=Taf;Tv(nb)=Tvf;
    Tvi=Tvf;Tai=Taf;
    Tce(i)=Tcef;Tcs(i)=Tcsf;x(i)=xf;
    Tce(nb)=Tcsi;
    Tce(nb)=Tcsi;%Tcep=Tcsi;%Tentre;
    convhr;
    CalculT11;

```

```

end

```

```

figure(1)
plot(tp,Tv, tp, Ta, tp, T)
xlabel('t (h)')
ylabel('T (°C)')
hleg1=legend('Tv', 'Tab', 'Tr')

```

```

figure(2)
plot(tp,Tcs)
hleg1=legend('Tce', 'Tcs')
xlabel('t (h)')
ylabel('T (°C)')

```

```

figure(3)
plot(tp,x)
xlabel('t (h)')
ylabel('x (kg/kg)')

figure(4)
plot(tp,mr)
xlabel('t (h)')
ylabel('m_{ref} (g)')

```

Sous-programme 1

```

% calcul des propriétés physiques de l'air, hva et hf

Tvp=Tvi;Tap=Tai;fi=26*pi/180;g=9.81;
tva=abs(Tap-Tvp);txva=tva;%flu=(flui+fluf)/2;
tfb=abs(Tap-Tbi);txfb=tfb;
if tva<=0
    tva=300;
else tva=txva;
end% ligne 30

if tfb<=0
    tfb=300;
else tfb=txfb;
end

Tav=Tvi+Tai+556;
kav=0.00389+0.0000742.*Tav/2;
nuv=-0.0000357088+1.1322e-7.*Tav-1.834285e-10*(Tav).^2/4;
prv=0.8314857-0.000574.*Tav/2+5.42857e-7.*(Tav).^2/4;
rav=g*tva*2*prv*lav^3/nuv.^2./Tav;

cofi=rav*cos(fi);xj=1-1708/cofi;
wj=(cofi/5830).^(1/3)-1;
zj=1708*(sin(1.8*fi)).^1.6;
if xj<0
    xj=0;
end
if wj<0
    wj=0;
end
if tva>299
    hva=0;
else hva=(1+1.44*(1-zj/cofi)*xj+wj)*kav/lav;
end
%hc=1.5;% test
% calcul des propriétés physiques de l'air et de hf
%tcl=tam;
%HVA(i)=hva;
hva=hva*1.8;

```

```

Tfp=(Tap+Tbi)/2;Tn=Tfp+Tbi+546;tfb=abs(Tfp-Tbi);
kaf=0.00389+0.0000742.*Tn/2;
nuf=-0.0000357088+1.1322e-7.*Tn-1.834285e-10.*(Tn).^2/4;
prf=0.8314857-0.000574.*Tn/2+5.42857e-7.*(Tn).^2/4;
rayf=g*tfb*2*prf*lc^3/nuf^2./Tn;

zz=0.492/prf.^(9/16);
zz=(1+zz).^ (8/27);

if tfb>299
    hf=0;
else hf=(0.825+0.387*rayf.^(1/6)/z).^2*kaf/lc;
end

Tep=Tcei;
% Calcul de ha (Absorbeur)
Pra=0.00271*Tep^2-0.3068*Tep+12.183;
mua=3.2267e-7*Tep^2-3.7892e-5*Tep+0.0016425;
Tep=Tai;
mup=3.2267e-7*Tep^2-3.7892e-5*Tep+0.0016425;
Rea=4*Db/(pi*Dt*mua);
ha=1.86*keau*(Rea*Pra*Dt/Lt)^0.333*(mua/mup)^0.14/Dt;
ha=ha/3;

% Calcul de hv;
hv=5.67+3.86*vit;

% Calcul de Rf (résistance du fond)
if hf==0
    Rf=eis/kis;
else Rf=eis/kis+1/hf;
end

if tp(nb)>tcouh
    Rf=1/hf;
else
end

% Calcul de Rt
Rt1=log(rte/rti)/kcu;Rt2=1/(rti*ha);
Rt=(Rt1+Rt2)/(2*pi*Lt);%*11);

Ram=1-2*Db*Cpea*Rt;Rap=2*Db*Cpea*Rt+1;
Pam=1-22*Db*Cpea*Rt;Pap=22*Db*Cpea*Rt+1;

```

Sous-programme 2

```

%Calcul des températures capteur

```

```

%Tvm=(Tvf+Tvi)/2;Tam=(Taf+Tai)/2;

```

```

%Tcsm=(Tcsi+Tcsf)/2;Flum=(Flu(i)+Flu(i-1))/2;Tbm=(Tb(i)+Tb(i-1))/2;
Tci=0.0552*(Tbi+273).^1.5

%Bilan vitrage
Tvfp=hva*Sca*(Tai-Tvi)+ray1*((Tai+273)^4-(Tvi+273)^4)-
ray2*((Tvi+273).^4-Tci^4);
Tvfp=Tvfp-hv*Sca*(Tvi-Tbi);
Tvf=Tvfp*dt/Cv+Tvi;
Fv1=hva*Sca*(Tai-Tvi);Fv2=ray1*((Tai+273)^4-(Tvi+273)^4);

% Bilan absorbeur
Taa=2*Db*Cpea*(Tai-Tcei)/Rap;
if Tai<Tcei
    Taa=0;
else
end
Tafp=talp*Flui*Sca-Fv2-Fv1-coef*Taa-Sca*(Tai-Tbi)/Rf;

Taf=Tafp*dt/Ca+Tai;
% Dérivées

Trei=(2*Tai-Tcei*Pam)/Pap;
Tcs(nb)=Trei;Tcep=Trei;

```

Sous-programme 3

```

% Calcul de hr (Réacteur)
if nb==2
    Tcsp=Tcep;
else
end
Tep=(Tcsi+Tcep)/2;
Prr=0.00271*Tep^2-0.3068*Tep+12.183;
mue=3.2267e-7*Tep^2-3.7892e-5*Tep+0.0016425;
Rer=4*Dbt/(pi*mue*DH);
hr=0.023*keau*Rer^0.8*Prr^0.3/DH;

%if th>tcouh
%    Rf=1/hf;
%else
%end
% Calcul de Rr (résistance réacteur)
a=xi/rom;c=a+iros;lm=(a/kmet+iros/ks)/c;
kr=1/lm;
Rr1=log(2)/kr+er/(kac*R)+1/(Rex*hr);
Rr=Rr1/(2*pi*H)/2;

%DCpe=Dbt*Cpea;Rat=1+2*Rr*DCpe;

Rrm=2*Dbt*Cpea*Rr-1;Rrp=2*Dbt*Cpea*Rr+1;

```

Sous-programme 4

```
% Température du charbon
a1=ms*(cps+xi*cpm)/dt;
t1=Ti+273;
Ldes=772781+5690.*t1-12.1255.*t1.^2-1.3539e-4.*t1.^3;
Tbf=Tb(nb);a3=Ldes*ms/dt;a4=a3*xo*(-k)*n;
Res=2*Rr*Rrp;
a22=Tcep*(Rrp+Rrm)+2*Ti*(1-Rrp);a2=a22/Res;

%if xf>x(i-1)
%   Ldes=0;
%else
%end
ec=300;
% Boucle Newton-Raphson
Tki=Ti;Ep=1e-4;j=0;
while ec>=Ep
    LnPs=-0.05223*at/(Tki+273)+bt;LnP=-
0.05223*at/(Tbi+273)+bt;
    LnPP=LnPs-LnP;
    dPs=0.05223*at/(Tki+273).^2;
    a5=((Tki+273)*LnPP).^n;a6=xo*exp(-k*a5);
    Fr=a1*(Tki-Ti)-a2-a3*(a6-xi);
    a7=((Tki+273)*LnPP).^(n-1);a9=LnPP+(Tki+273)*dPs;
    dFr=a1-a3*a6*(-k)*n*a7*a9;
    Tkf=Tki-Fr/dFr;
    ec=abs(Tkf-Tki);
    Tki=Tkf;
end
Tf=Tkf;T(nb)=Tf;Ti=Tf;Tp=Tf;xf=a6;
if xf>x(nb-1)
    xf=x(nb-1);
else
end
x(nb)=xf;xi=xf;ec=300;
mr(nb)=(x(1)-x(nb))*ms*1000;

% Calcul de Tercf;
Trs(nb)=(Rrm*Tcep+2*T(nb))/Rrp;
Tcsp=Trs(nb);Tcei=Tcsp;
```

Références bibliographiques

- [1] **Grenier, Ph., Guillemainot, J. J., Meunier, F. and Pons, M.**, "Solar powered solid adsorption cold store", Journal of Solar Energy Engineering, V. 110, (1988), 192-197.
- [2] **Guillemainot, J.J. et Meunier, F.**, " Etude expérimentale d'une glacière solaire utilisant le cycle zéolithe 13X-eau ", Rev. Gén. Therm. Fr, N° 239, (Novembre 1981), 825-834.
- [3] **Tchernev D.I.**, "Solar energy application of natural zéolithe", Proceeding of the 14th intersociety, Energy conversion Engineering, conference, (1979).
- [4] **Meunier, F.**, "Utilisations des cycles d'adsorption pour la réfrigération solaire", Cahier AFEDES, n°5, (1978), 5-57.
- [5] **Guillemainot, J.J. et Meunier, F.**, " Etude expérimentale d'une glacière solaire utilisant le cycle zéolithe 13X-eau ", Rev. Gén. Therm. Fr, N° 239, (Novembre 1981), 825-834.
- [6] **Grenier, Ph. et col.**, "Entrepôt frigorifique à cycle zéolithe 13x-eau", Journée Internationales d' héliothermique, Monastir, (1983).
- [7] **M. Billel**, "Etude et analyse d'un système de production de froid par énergie solaire pour la climatisation", Mémoire magister. .pp-09(2013)
- [8] **W. Chekirou**, "Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption", Thèse de doctorat, Université Mentouri, pp 48-50, (2008)
- [9] **L.M. SUN, F. Meunier**, "Adsorption. Aspects théoriques", J 2 730 Techniques de l'Ingénieur, 2003, pp 1-20).
- [10] **M. Chahid**, "Contribution à l'étude des machines thermiques à adsorption", Thèse de troisième cycle, I. N. P. L, Nancy France (1985)
- [11] **Polanyi M.**, Verh. Deut. Physik. Ges.,16, 1012,1914; ibid, 18,55,1920; Z. Electrochem, 26, 370, 1920
- [12] **Stockli H.F, Lavanchy A, Krehenbuehl F**, "Adsorption at the gas-solid and liquid-solid interface", Elsevier Scientific Publishing Company, Amsterdam, J.Rouquerol and K.S.W.Sing (Editors) P 201-209 (1982).

- [13] **K.C. Chan, Christopher Y.H., Chao, G.N. Sze, K.S. Hui**, "Performance predictions for a new zeolite 13X/CaCl₂ composite adsorbent for adsorption cooling systems", *International Journal of Refrigeration*, 1–12 (2005)
- [14] **G. Maggio, A. Freni, G. Restuccia**, "A dynamic model of heat and mass transfer in a double-bed adsorption machine with internal heat recovery", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (2012) 3214–32
- [15] **Pons, M. and Guilleminot, J. J.**, "Design of an experimental solar powered solid-adsorption ice maker", *ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, V. 108, (November 1986), 332- 337
- [16] **Critoph, R. E.**, "Simulation of a continuous multiple-bed regenerative adsorption Cycle", *International Journal of refrigeration*, N° 24, (2001).
- [17] **Headley O.S., Kothdiwala A.F. and Mcdoom I.A.**, "Charcoal-methanol adsorption refrigerator powered by a compound parabolic concentrating solar collector", *Solar Energy*, V. 53, (1994), 191-197.
- [18] **L. L. Vasiliev L. E. Kanonchik , A. G. Kulakov , D. A. Mishkinis , A. M. Safonova and N. K. Luneva**, "Activated carbon fiber composites for ammonia, methane and hydrogen adsorption" *International Journal of Low Carbon Technologies*, pp 95-111
- [19] **Wang. R.Z, Jia J.P, Zhu Y.H, Teng Y, Wu J.Y, Cheng J, Wang Q.B**, "Study on a New Solid Adsorption Refrigeration Pair: Active Carbon Fiber – Methanol", *Transaction of the the ASME* p 214-218 Vol 119, August 1997.
- [20] **Wang, R. Z., Li, M., Xu, X. and Wu, J.Y.**, "A new hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker", *Sorption Heat Pump Confe, Munich, Germany*, (1999), 123-128.
- [21] **E. PASSOS, F. MEUNIER & J.C. GIANOLA**: "Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon, Heat Recovery System". Vol.6, No 3, p. 259-264. (1986)
- [22] **Hajji, A., Worek, W.M. and Lavan, Z.**, "Dynamic analysis of a closed-cycle solar adsorption refrigerator using two adsorbent– adsorbate pairs", *ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, V. 113, (1991), 73–79.

- [23] **Enibe, S. O. and Iloeje, O. C.**, "Design optimisation of the flat plate collector for a solid adsorption solar refrigerator", *Solar Energy*, V. 60 (2), (1997), 77-87.
- [24] **M. Akermi**, "Contribution à l'étude d'un capteur solaire thermodynamique thermosiphon à eau et application aux sites de TIARET et ADRAR", Mémoire de magister, Université de Tlemcen
- [25] **M.T. Baissi**, "Etude théorique et expérimentale des paramètres de fonctionnement d'un capteur solaire plan", Mémoire de magister, Université de Biskra (2012)
- [26] **A. Brahimi**, "Etude de performances d'un capteur solaire plan à eau", Mémoire de master 2, Université de Lorraine, France (2016)
- [27] **Swinbank WC.**, "Long-Wave Radiation from Clear Skies" *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 89, 339-348.(1963). <http://dx.doi.org/10.1002/qj.49708938105>
- [28] **Duffie J. A., Beckman W. A.**, "Solar Engineering of Thermal Processes", 4thed (2013), John Wiley & sons, (2013)
- [29] **Watmuff, J. H., W. W. S. Charters, and D. Proctor**, COMPLES, "Solar and Wind Induced External Coefficients for Solar Collectors." N° 2, 56 (1977)
- [30] **Hollands, K. G. T., T. E. Unny, G. D. Raithby, and L. Konicek**, "Free Convection Heat Transfer Across Inclined Air Layers", *Trans. ASME J. Heat Transfer*, **98**,189 (1976).
- [31] **T. BAKI, M. TEBBAL, H. BERREBAH, F. BOUGARA**, "Etude des performances d'un chauffe-eau solaire individuel installé à Oran" 1^{ère} Conférence Sur Les Energies Renouvelables & Les Matériaux Avancés ERMA'19 – Relizane, Algérie, 16 et 17 Décembre 2019