

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique



Université Mohamed Khider Biskra

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie Mécanique

Filière : Génie Mécanique

Option: Energétique

Réf:

Mémoire de Fin d'Etudes

En vue de l'obtention du diplôme de:

MASTER

Thème

**Simulation numérique du refroidissement de l'absorbeur
d'un réfrigérateur solaire à adsorption par convection**

Présenté par : Ahmed OUBIRI

Proposé et dirigé par : Dr. N.BELGHAR

Promotion : Juin 2012

DEDICACE

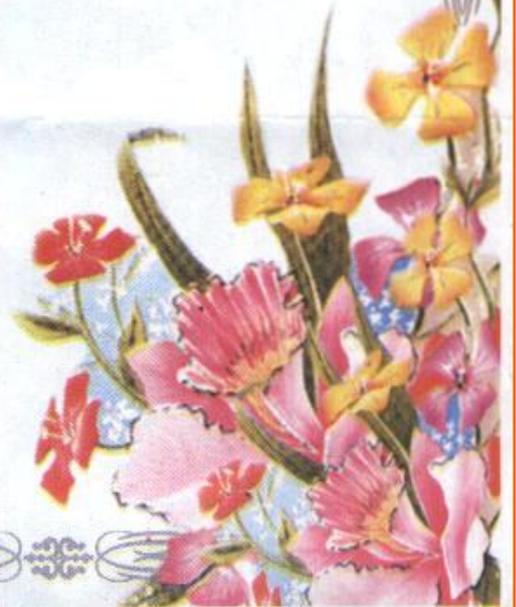
*J'ai toujours **pensé** faire où **offrir** quelque chose à mes parents en signe de reconnaissance pour tout ce qu'ils ont consenti comme efforts, rien que pour me voir réussir, et voilà, l'occasion est venue.*

*A **ceux** qui m'ont donné la **vie**, symbole de beauté, et de fierté, de sagesse et de patience.*

*A **ceux** qui sont la source de mon **inspiration** et de mon **courage**, à qui je dois de l'**amour** et de la **reconnaissance**.*

- ☉ *A ma très chère **mere**.*
- ☉ *A mon très chers **père**.*
- ☉ *A **mes frères**, pour leurs aides et leurs précieux conseils.*
- ☉ *A **mes grands pères** et **mes grandes mères**.*
- ☉ *A toute ma famille **OUBIRI** et **FEROUI**.*
- ☉ *A tous mes **Amis sans exception**.*
- ☉ *A tous **mes camarades** de la promotion **2012** pour les bons moments passés ensemble.*

AHMED OUBIRI



Remerciements

En premier lieu, je remercie DIEU tout puissant, qui j'ai donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Nous remercions particulièrement :

Notre encadreur "BELGHARE Noureddine" qui a dirigé ce travail et pour l'encouragement et les nombreux conseils dont nous ont été bénéfiques.

Je tiens également à remercier le président et les membres du jury et Pour nous avoir fait l'honneur d'évaluer notre travail.

Je tiens à remercier mes parents car ce travail représente un petit fruit de leur souffrance et qui sans eux je ne peux traverser ces longues années d'études et de travail.

J'adresse mes vifs remerciements à tous les professeurs ayant contribué à notre formation trouvent ici notre profonde reconnaissance, pour ses conseils, ses encouragements et ses qualités humaines.

Enfin, je remercie tous ce qui ont contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce travail.

Nomenclature

$\eta_{\text{sol-pow}}$	rendement d'un panneau solaire
W	puissance
A_s	surface superficielle du panneau solaire
I_p	irradiation directe des rayons du soleil
$\eta_{\text{pow-cool}}$	rendement d'une machine de réfrigération
Q_e	puissance frigorifique
W_e	le travail d'entrée
$\eta_{\text{sol-cool}}$	rendement global
COP	Coefficient de performance
Q_s	rayonnement solaire
$\eta_{\text{sol-heat}}$	rendement thermique du capteur
Q_g	quantité de chaleur fourni pour le moteur thermique
$\eta_{\text{heat-pow}}$	le rendement du moteur
T_M	Température ambiant
T_L	Température panneau solaire
W_{el}	travail électrique
m	masse de réfrigérant adsorbée
P	pression

Nomenclature

θ	taux de recouvrement de la surface
m_0	quantité d'adsorbat maximale pour former une monocouche
P_v	pression de vapeur de l'adsorbat mesurée
k	constante d'équilibre d'adsorption
P_s	pression de saturation à la température mesurée
C_B	constante de B.E.T, fonction de la chaleur d'adsorption
w_0	volume maximal adsorbable
R	constante du gaz parfait
μ	potentiel chimique
ΔG	potentiel d'adsorption de POLANYI
β	coefficient d'affinité
E_0	énergie libre d'adsorption de la vapeur de référence
w	volume d'alcool adsorbé
ρ^*	masse volumique de la phase adsorbée
α	coefficient de dilatation volumique
q_{is}	chaleur isostérique
λ	conductivité thermique
ε	Porosité
ρ_b	masse volumique apparente du grain

Nomenclature

D_e	diffusivité effective
H_1	enthalpie du liquide
C_{p_1}	chaleur spécifique du liquide
R_p	rayon de la particule d'adsorbant
E_a	représente l'énergie d'activation du processus de diffusion
D_0	facteur pré-exponentiel
c	est la concentration de la phase gazeuse
C_p	est la même concentration à la surface du grain
ϵ_p	porosité intragranulaire
D_S	diffusivité de surface
r	abscisse à l'échelle de la particule
ρ_2	densité de l'adsorbant
C_{p_2}	chaleur spécifique de l'adsorbant
ρ_w	densité des parties métallique de l'adsorbeur
C_w	chaleur spécifique des parois métalliques de l'adsorbeur
V_w	volume du tube adsorbeur
$G(t)$	rayonnement solaire journalier
τ_v	Transmissivité de la vitre

Nomenclature

α_w	coefficient d'absorption des parois métalliques
L_t	longueur du tube adsorbeur
U_L	coefficient global des pertes thermiques

Liste des figures

Figure	Intitulé	Page
1.1	Schéma d'un panneau solaire photovoltaïque.	6
1.2	Schéma d'un climatiseur solaire électrique à compression de vapeur.	7
1.3	Schémas de deux panneaux solaires plans.	10
1.4	système de réfrigération thermomécanique.	11
1.5	Système de réfrigération par sorption.	15
1.6	Différents types de capteurs solaires utilisés dans la production du froid solaire.	16
1.7	Illustration d'un système de réfrigération par absorption à simple effet.	17
1.8	Illustration d'un système de réfrigération par absorption à double effet.	17
1.9	Exemple d'isostères dans le diagramme de Clapeyron.	23
1.10	Représentation du cycle théorique à adsorption dans le diagramme de Clapeyron.	24
1.11	Phase échauffement et désorption.	25
1.12	Phase de refroidissement adsorption –condensation.	26
2.1	Distribution volumique des pores a) gel de silice ; b) alumine activée c) charbon de type tamis moléculaire ; d) charbon actif ; e) Zéolithe 5A (type625) ; f) Zéolithe 5A (type 525) . Source Ruthven.	28

Liste des figures

Figure	Intitulé	Page
2.2	Courbe différentielle de distribution du volume des pores en fonction de leur rayon pour un charbon actif.	30
2.3	Types de courbes d'isotherme d'adsorption.	34
2.4	Diagramme de RE.T.	36
2.5	Enceinte de Polanyi.	36
2.6	Vue en coupe d'une couche adsorbée	37
3.1	Schéma du réacteur solaire étudié	53
3.2	Schématique de l'assembleur de gaz	53
3.3	Géométrie d'un élément absorbeur	58
4.1	Maillage d'un élément d'un absorbeur	63
4.2	Zoom du maillage près de la paroi d'un élément d'un absorbeur	64
4.3	Convergence des résultats	65
4.4	champs de vitesses autour d'un élément d'un absorbeur ($V=2$ m/s)	66
4.5	nombre du Reynolds autour d'un élément d'un absorbeur ($V=2$ m/s)	66
4.6	champs de vitesses autour d'un élément d'un absorbeur ($V=5$ m/s)	67
4.7	nombre du Reynolds autour d'un élément d'un absorbeur ($V=5$ m/s)	67
4.8	champs de vitesses autour d'un élément d'un absorbeur ($V=15$ m/s)	68
4.9	nombre du Reynolds autour d'un élément d'un absorbeur ($V=15$ m/s)	68

Liste des figures

Figure	Intitulé	Page
4.10	la température autour d'un élément d'un absorbeur ($V=2$ m/s)	69
4.11	la température autour d'un élément d'un absorbeur ($V=5$ m/s)	70
4.12	la température autour d'un élément d'un absorbeur ($V=15$ m/s)	71
4.13	Nombre de Nusselt autour d'un élément absorbeur ($V=2$ m/s)	72
4.14	Nombre de Nusselt autour d'un élément absorbeur ($V=5$ m/s)	73
4.15	Nombre de Nusselt autour d'un élément absorbeur ($V=15$ m/s)	74
4.16	coefficient d'échange autour d'un élément d'un absorbeur ($V=2$ m/s)	75
4.17	coefficient d'échange autour d'un élément d'un absorbeur ($V=5$ m/s)	76
4.18	coefficient d'échange autour d'un élément d'un absorbeur ($V=15$ m/s)	77

Liste des tableaux

tableau	Intitulé	Page
1.1	Vue d'ensemble des études de réfrigération solaire à absorption	19
2.1	Synthèse des couples étudiés	32
2.2	Constante mode l'équation de D-R en kg d'adsorbat / kg de charbon	40
2.3	Constantes de l'équation de D-R avec l'éthanol comme adsorbat	41
2.4	Paramètres de l'équation de D-R avec le méthanol comme adsorbat	41
2.5	Surface et volume poreux spécifiques	43
2.6	Conductivité thermique apparente en fonction de la température	43
2.7	Conductivité thermique apparente en fonction de la pression	44
2.8	Caractéristiques thermophysiques du méthanol	46
2.9	Caractéristiques thermophysiques de l'éthanol	47
3.1	propriétés de fluide	57
3.2	Propriétés physiques d'un cylindre en l'aluminium	58
3.3	Propriétés Géométriques d'un élément absorbeur	58

Sommaire

Introduction générale	1
------------------------------------	---

Chapitre I : Généralités Sur la Production du froid solaire

Introduction.....	3
I .1. Différentes méthodes de production du froid	4
I .1.1. Mélanges réfrigérants	4
I .1.2. Détente d'un gaz parfait	4
I .1.2.1. Détente avec production du travail extérieur	4
I .1.2.2. Détente sans production de travail extérieur	4
I .1.3. Evaporation d'un liquide pur	4
I .1.4. Réfrigération thermoélectrique	5
I .2. Production du froid solaire	5
I .2.1. Réfrigération solaire électrique (photovoltaïque).....	5
I .2.1.1. Réfrigérateur à compression de vapeur	6
I .2.1.2. Réfrigérateurs de Stirling	8
I .2.1.3. Réfrigérations thermo-acoustiques électriques	8
I .2.1.4. Refroidissement magnétique	9
I .2.2. Réfrigération solaire thermique	9
I .2.2.1. La réfrigération thermomécanique	10
I .2.2.1.1. Cycle de Rankine	12
I .2.2.1.2. Comparaison avec un système PV	13
I .3. Réfrigération par Sorption.....	14
I .3.1. Absorption	18
I .3.2. Adsorption	21

I .3.2.1. L'adsorption physique.....	21
I .3.2.2. L'adsorption chimique	22
I .3.2.3. Cycle frigorifique intermittent à adsorption	23
I .3.2.3.1. Principe du cycle	23
I .3.2.3.2 Principe de fonctionnement du cycle idéal	24

Chapitre II : Modélisation Thermodynamique de la sorption

II .1. Physique de l'adsorption	27
II .1.1. Adsorption	27
II .1.2. Adsorbants	28
II .1.3. Les charbons actifs	29
II .1.4. Les couple solides-gaz utilisés	30
II .1.4.1. Critères de choix du couple	30
II .1.4.2. Exemples de couples utilisés	32
II .2. Thermodynamique de l'adsorption	33
II .2.1. Modèles cinétiques	34
II .2.1.1. Isotherme de LANGMUIR	34
II .2.1.2. Isotherme de BRUNAUER, EMMET et TELLER (B.E.T).....	35
II .2.2. Modèle phénoménologique	36
II .2.2.1. Théorie du potentiel d'adsorption de POLANYI	36
II .2.2.2. Equation de Dubinin et Radushkevich (D-R).....	38
II .2.2.3. Equation de Dubinin et Astakhov (D-A).....	38
II .3. Expression de la masse adsorbée	39
II .4. Chaleur isostérique de sorption	41
II .5. Données thermophysiques des couples utilisés	42
II .5.1. Caractéristiques de l'adsorbant	42

II .5.2. Caractéristiques de l'adsorbat	45
---	----

Chapitre III : Modélisation Mathématique du Réacteur Solaire

III .1. Conductivité thermique effective	48
III .2. Cinétique de transfert de masse	48
III .2.1. Modèle d'équilibre	49
III .2.2. Modèle de cinétique interne du premier ordre (LDF)	49
III .2.3. Modèles de diffusion.....	50
III .3. Modélisation mathématique du transfert de chaleur et de masse dans R.S....	52
III .3.1. Hypothèses du modèle	53
III .3.2. Systèmes d'équations	54
III .3.2.1. Équation de conservation d'énergie	54
III .3.2.2. Équations de conservation de masse	55
III .4. Introduction à la modélisation du problème en question	57
III .4.1. Géométrie et conditions aux limites	57
III .4.2 Conditions supplémentaires	60

Chapitre IV : Résultats et Interprétation

IV.1. Simulation Par Fluent	62
IV.2. Conditions aux limites	64
IV. 3. Résultats et interpretation	64
IV .3.1. Exemple des résultats	65
IV.5. Conclusion des Résultats	78
Conclusion générale	79
Références bibliographiques	80

Simulation numérique du refroidissement de l'absorbeur d'un réfrigérateur solaire à adsorption par convection

Résumé

L'objectif de ce travail, une simulation numérique des transferts thermiques en Mode de convection dans un absorbeur tubulaire compris dans lequel un fluide incompressible et Newtonien (air) circule autour du cylindre dans un but de refroidissement pour améliorer le rendement d'un capteur solaire destiné à la production du froid .

L'air s'écoule autour du cylindre selon des vitesses moyennes mesurées dans la région de la wilaya de Biskra, ainsi que les propriétés thermo physiques de L'air est considérées constant.

Ce problème physique sera modélisé par les équations Navier-Stokes, de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie dans un système de coordonnées cartésiennes et leurs conditions aux limites.

Pour la résolution de ce problème physique nous avons utilisés un pré-logiciel GAMBIT pour générer le maillage basé sur la méthode des volumes finis avec un maillage raffiné à la paroi du cylindre, par la suite nous avons utilisés le FLUENT pour arriver aux résultats des vitesses, températures près de la paroi, ainsi que des nombres adimensionnelle sont calculés telle que Reynolds et le Nusselt.

Mots clés : FLUENT, équations de Navier-stokes, écoulement d'air, convection thermique, absorbeur, tubulaire.

المحاكاة العددية لعملية تبريد ممتص جهاز تبريد بالإمتزاز بواسطة الحمل الحراري

ملخص

الهدف من هذا العمل، محاكاة العددية للتحويلات لحرارية عن طريق الحمل القصري في ممتص أنبوبي الشكل و استعملنا مائع غير قابل للضغط و نيوتوني و هو الهواء، الذي يسري حول اسطوانة الممتص بهدف تبريد و تحسين مردود اللاقط شمسي المستعمل في إنتاج البرودة .

الهواء يتدفق حول اسطوانة وفق سرعات متوسطة مقاسة في منطقة بسكرة و أيضا نعتبر الخصائص الفيزيائية و الكيماوية للهواء ثابتة

هذه الإشكالية الفيزيائية يقوم دراستها بواسطة معادلات نافيسطوكس إنحفاظ الكتل ، و كمية الحركة و انحفاظ الطاقة في نظام كرتيزي الإحداثيات و محدد بشروط حدية .

من اجل حل الإشكالية الفيزيائية قمنا باستخدام برنامجين الأول قامبيت و المستعمل في وضع الشكل الهندسي و وضع شبكة للشكل ، يعتمد على طريقة الحجم المتناهية ، أيضا الشبكة تكون متقاربة بالقرب من حد الاسطوانة . و بعد ذلك استعملنا برنامج فليانت من اجل تجسيد النتائج في منحنيات و رسومات كالسرعات درجة الحرارة قرب الاسطوانة أيضا الأعداد البعدية كرينولدز و نيويسالت

كلمات دلالية : فليانت ، معادلة نافيسطوكس ، تدفق الهواء ، الحمل الحراري ، ممتص ، اسطواني

Introduction

Les énergies renouvelables ont connu une première phase de développement à l'occasion des chocs pétroliers de 1973 et 1978, puis une période de repli après le contre-choc de 1986, avant de retrouver un second souffle en 1998 après la signature du protocole de Kyoto qui prévoit une baisse de 5.2% des émissions des gaz à effet de serre des pays riches sur la période de 2002-2012 par rapport à 1990.

L'énergie renouvelable la plus dominante est l'énergie solaire qui assure la vie sur terre, et qui a été exploitée par l'homme depuis très longtemps, sous diverses formes.

Dans le cadre de ce travail, nous allons nous intéresser à l'exploitation de l'énergie solaire par voie thermique en utilisant un capteur solaire pour la production du froid .

L'efficacité des circuits de refroidissement doit être maximale, car un prélèvement sur le cycle, de l'air nécessaire, s'accompagne d'une perte de rendement global ; c'est là encore un domaine de prédilection pour les absorbeurs à adsorption d'un capteur solaire promené vers la production du froid solaire et ses méthodes de simulation numérique.

Les parties d'un capteur solaire qui ont reçu un intérêt particulier par le refroidissement sont les absorbeurs à adsorption. Celles-ci peuvent être refroidies par différentes méthodes, chacune d'elles utilise un fluide de refroidissement qui passe à travers l'absorbeur afin que celle-ci garde son efficacité.

L'objectif de ce travail est l'étude des effets des paramètres internes et externes sur le rendement du capteur solaire destiné à la production du froid solaire.

Le refroidissement avec l'air en écoulement (convection libre ou forcée) est plus efficace mais une technique non couteuse de refroidissement de ce genre est très complexe. Cependant le refroidissement par air est très souvent utilisé car il permet une efficacité appréciable.

Introduction générale

Les critères d'un bon refroidissement découlent des principes de transfert de chaleur autour des configurations fermées. Par conséquent pour obtenir un bon échange de chaleur dans de tels systèmes il est nécessaire de satisfaire les trois exigences suivantes :

- Un écoulement du fluide de refroidissement bien estimé (vitesse de l'écoulement, position de l'absorbeur, géométrie de l'absorbeur et enfin la température de ce comble.
- Manière de création de la turbulence de l'écoulement.
- Une grande surface d'échange.

A cet effet, un système d'équation régissant le comportement thermique de l'absorbeur et les différents coefficients d'échange thermique est établi. Une simulation mathématique nous a permis d'obtenir des résultats représentés graphiquement, suivi par une analyse et une interprétation, en plus d'une conclusion générale et des recommandations.

Le présent travail s'intéresse donc à l'étude du refroidissement par air sur un cylindre coaxial en aluminium, configuration dont les résultats ont été à la base du progrès réalisé en matière de refroidissement des absorbeurs à adsorption.

Nous avons consacré le premier chapitre aux généralités sur les machines de réfrigération solaire, principe de fonctionnement, composants, types, ...etc.

Le deuxième chapitre est présenté comme un bref rappel sur la thermodynamique, en mettant l'accent sur la description de la sorption.

Le troisième chapitre est consacré à une modélisation mathématique du phénomène physique d'un réacteur solaire d'un capteur solaire pendant le fonctionnement.

Le quatrième chapitre s'intéresse aux notions de simulation numérique avec description du logiciel (Fluent) utilisé pour nos résultats, et présente une audition des capacités de simulation du code Fluent, ainsi les résultats obtenus sont représentés dans ce chapitre où l'on a essayé de commenter d'une manière assez objective, les différentes représentations graphiques (logiciel Tecplot 360) des évolutions des grandeurs intéressantes de l'écoulement de l'air (vitesse, Reynolds) et les paramètres thermiques (température à la paroi, coefficient d'échange, Nusselt).

Chapitre I

Production du froid solaire

Introduction

L'homme des pays tempérés s'est rapidement rendu compte que les produits alimentaires périssables pouvaient être conservés dans de bien meilleures conditions l'hiver que l'été. L'utilisation du "froid naturel" s'est faite très tôt et aussi très longtemps puisqu'au début du 20ème siècle le marché de la glace naturelle était encore plus important que celui de la glace artificielle. La glace produite naturellement, sans machines, était d'après l'Institut Internationale du Froid [1] :

- soit issue, de façon permanente, de régions froides et transportée sur de longues distances
- soit issue, de manière discontinue, des pièces d'eau des régions tempérées gelées par le froid hivernal. Il était nécessaire de conserver cette glace dans des édifices particuliers les "glacières" dont les parois devaient être thermiquement isolantes.
- soit produite, toujours de manière naturelle, mais à l'intervention de l'homme, quand cela était possible. Ainsi, dans les pays au ciel très clair, on a pu produire de la glace dans des bassins largement ouverts vers le ciel. Le rayonnement thermique de l'eau permettait, dans certaines conditions atmosphériques, un refroidissement suffisant pour former de la glace (En prenant des précautions convenables, le Professeur Trombe a pu obtenir le refroidissement de surfaces noires, exposées au ciel clair, de 30 à 35 K au dessous de la température ambiante. Au 5ème siècle avant J-C, le grec Protagoras rapportait que les Egyptiens produisaient ainsi de la glace dans des récipients plats placés sur le toit des maisons).

La production du froid est équivalente a une absorption de chaleur, car refroidir un corps ne consiste pas à lui donner une quantité de froid (c'est-à-dire, du point de vue physique le froid n'existe pas), mais à lui enlever une quantité de chaleur [2].

Dans ce chapitre nous passons une synthèse des différentes méthodes de production du froid ; et nous mettrons l'accent sur les différentes techniques de production du froid solaire, notamment sur le rapport prix-performance thermique des machines et prototypes disponibles.

I.1 Différentes méthodes de production du froid

I .1.1 Mélanges réfrigérants

La dissolution de certains solides ou liquides dans un solvant absorbe une quantité de calories équivalente à sa chaleur latente de fusion. Par exemple le mélange de Calcium avec la neige diminue la température de congélation de la solution obtenue de 0°C à -5°C [2].

I .1.2 Détente d'un gaz parfait

Dans ce cas, le froid est produit par l'abaissement des températures d'un gaz soumis à une détente avec/ou sans production de travail extérieur.

I .1.2.1 Détente avec production du travail extérieur

Les gaz, en se détendant fournissent de l'énergie mécanique aux dépens de la chaleur qu'ils contiennent. Donc, suite à cette détente, la température diminue ce qui se traduit par une production de froid. Ce principe est appliqué dans les machines frigorifiques utilisées pour la liquéfaction des gaz difficilement liquéfiables tels que l'air ou ses composants [2].

I .1.2.2 Détente sans production de travail extérieur

La détente s'effectue à partir du travail interne pris sur l'énergie interne. Si un gaz parfait peut se détendre librement sans fournir de l'énergie mécanique, sa température ne varie pas, mais en pratique on peut observer une légère variation des températures intermoléculaires ; c'est l'effet de Joule-Thomson [2].

I.1.3 Evaporation d'un liquide pur

C'est le procédé le plus utilisé pour la production du froid, il consiste à utiliser un gaz liquéfié qui s'évapore en absorbant la chaleur de la substance à refroidir. Cette substance lui cède une certaine quantité de chaleur correspondante à la chaleur latente d'évaporation du liquide.

Le procédé de production du froid le plus fréquemment utilisé, basé sur ce principe, est celui où le fluide employé n'est pas en contact direct avec la substance à refroidir et dans lequel le gaz est totalement recyclé.

Ce procédé donne lieu à deux types de machines frigorifiques [2] :

i) Machines à compression mécanique et ii) Machine à compression thermique.

I.1.4 Réfrigération thermoélectrique

Le français Jean Charles Peltier (1785-1845) découvrit, en 1834, que le passage d'un courant continu dans une jonction de deux métaux différents (métaux ou semi-conducteur) provoque, selon le sens du courant un dégagement ou une absorption de chaleur à cette jonction. C'est un moyen très simple, de faible rendement, utilisé notamment à bord des véhicules spatiaux et dans les petits réfrigérateurs de laboratoires [2].

I.2 Production du froid solaire

Le système de refroidissement solaire est généralement composé de trois sous-systèmes : i) le système de conversion de l'énergie solaire, ii) le système de réfrigération et iii) l'enceinte frigorifique. Le cycle approprié à chaque application dépend des exigences de la demande de refroidissement, à savoir : la puissance, les niveaux de température de l'objet réfrigérés ainsi que de l'environnement. A partir du flux de l'énergie solaire il y a évidemment deux importantes voies à suivre : Conversion thermique ou électrique par cellules photovoltaïques PV. Nous donnons dans la suite de ce chapitre une brève description de ces deux modes de production du froid.

I.2.1 Réfrigération solaire électrique (photovoltaïque)

Le système de réfrigération solaire électrique se compose principalement de panneaux photovoltaïques et un dispositif de réfrigération. Les cellules solaires sont essentiellement des semi-conducteurs dont le rendement et le coût varient selon le matériel et les méthodes de fabrication. La plupart des cellules solaires commerciales disponibles sur le marché sont fabriqués à partir de silicium. Nous montrons sur la (figure (1.1)) un schéma d'un panneau solaire photovoltaïque formant un circuit fermé avec une charge quelconque de puissance W [3].

Dans l'équation (1.1), le rendement d'un panneau solaire est définie par le rapport de la puissance W en (W) par rapport au produit de la surface superficielle du panneau solaire A_s en (m^2) avec l'irradiation directe des rayons du soleil I_p en (W/m^2) [3].

$$\eta_{sol-pow} = \frac{W}{I_p \times A_s} = \frac{W}{Q_s} \quad (1.1)$$

Bien que des rendements remarquablement élevés ont été enregistrés dans des laboratoires, le plus grand rendement de panneaux vendus sur le marché est d'environ 15% pour un midi d'un jour clair [3]. A titre indicatif, nous citons ici une étude réalisée sur des panneaux solaires pour bâtiments où le rendement global a été enregistré autour de 10,3% [4]. A noter ici que le prix d'un panneau solaire est relativement cher et il varie remarquablement dans le marché. Par exemple, en Allemagne le prix d'un panneau solaire varie entre 3€ et 7€ par W_p (peak Watt), c'est-à-dire la production de 1W sous 1 kW/m^2 du rayonnement solaire [4].

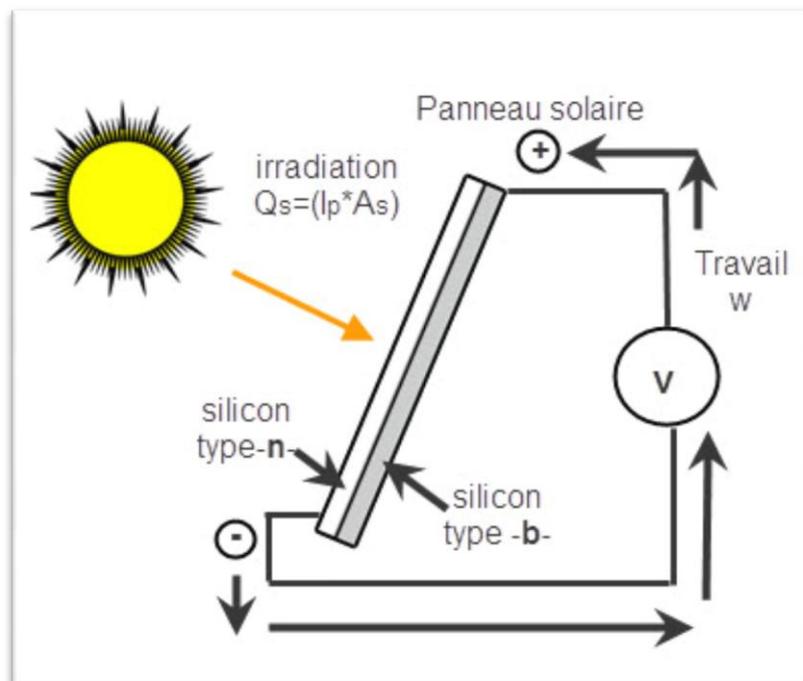


Figure 1.1 : Schéma d'un panneau solaire photovoltaïque.

I .2.1.1 Réfrigérateur à compression de vapeur

Le plus grand avantage d'utiliser un panneau solaire pour la réfrigération est la simplicité de construction et l'importance du rendement global lorsqu'il est combiné avec un système de compression de vapeur classique. Un schéma d'un tel système est montré dans la (figure (1.2)) [3]. Le travail W_e est consommé par le compresseur mécanique pour produire la puissance frigorifique Q_e . Le rendement d'une machine de réfrigération est défini comme la puissance frigorifique Q_e divisée par le travail d'entrée W :

$$\eta_{\text{pow-cool}} = \frac{Q_e}{W_e} \quad (1.2)$$

La combinaison des équations (1.1) et (1.2) donne le rendement global du système de refroidissement solaire électrique [3] :

$$\eta_{\text{sol-cool}} = \eta_{\text{sol-pow}} \times \eta_{\text{pow-cool}} = \frac{Q_e}{Q_s} \quad (1.3)$$

Le Coefficient de performance, COP, est un terme alternatif au rendement couramment utilisé dans la thermodynamique présentant le rapport entre la quantité du froid produite par rapport au travail fourni W . Par conséquent, nous utiliserons dans la suite de ce chapitre cette notion pour la comparaison entre les performances de différentes machines frigorifiques.

En outre, les systèmes de réfrigération solaire électrique sont limités et très peu de systèmes sont trouvés dans la littérature. De même, des systèmes de réfrigération solaire électrique ont été conçus et emballés dans des conteneurs standard en vue d'un fonctionnement autonome [5]. Le COP de refroidissement des machines à compression de vapeur se varie entre 1,1 à 3,3 pour une différence de température d'évaporation entre -5°C et 15°C et de température de condensation entre 45°C et 61°C [3].

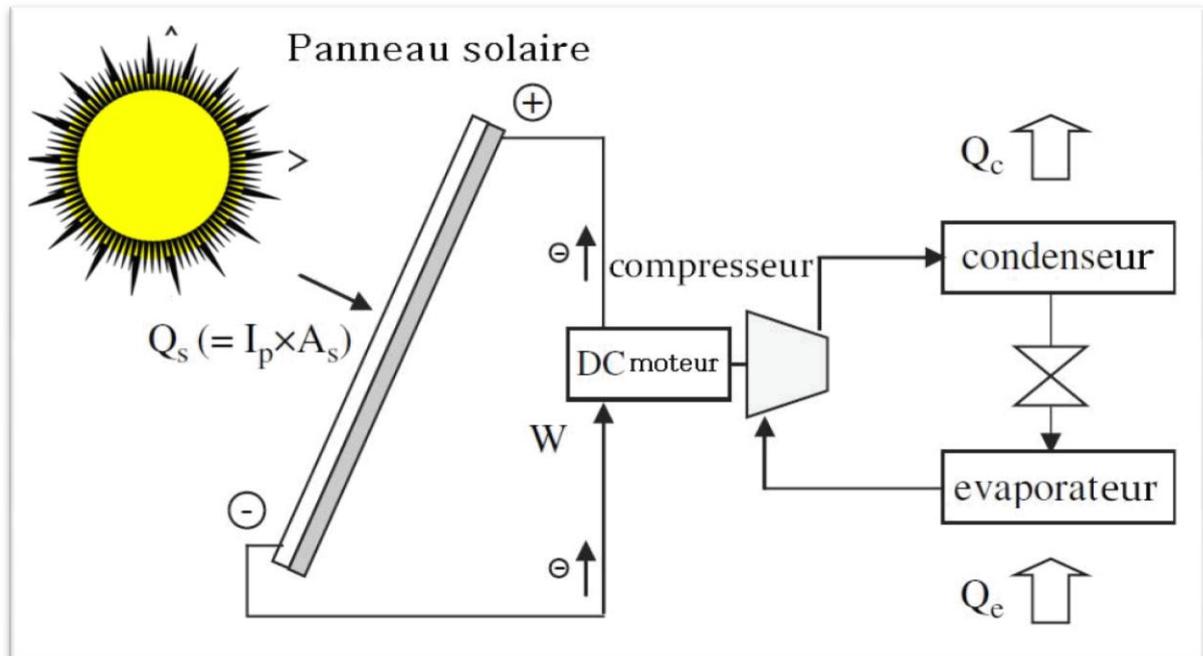


Figure 1.2 : Schéma d'un climatiseur solaire électrique à compression de vapeur [3].

Il y a plusieurs défis dans l'ensemble de la commercialisation de ce type de systèmes. Tout d'abord, les systèmes devraient être équipés d'un moyen de faire face à la variation de taux de production d'électricité avec le temps, par exemple, batterie électrique. Deuxièmement, le prix d'un panneau solaire photovoltaïque devrait être encore diminué en concurrence avec d'autres technologies de refroidissement solaire

Si 10% d'efficacité d'un panneau solaire photovoltaïque est combinée avec un climatiseur d'air à compression de vapeur d'un COP de 3.0, l'efficacité globale sera de 30%. En supposant que le prix à l'unité du panneau solaire est 5 €/Wp, le panneau solaire seul coûte 1700€ pour produire 333W d'électricité pour 1 kW de refroidissement [3].

I.2.1.2 Réfrigérateurs de Stirling

Un réfrigérateur de Stirling peut être relié à des panneaux solaires pour fournir le froid. Bien que un cycle idéal de Stirling devrait travailler avec un bon rendement, les réfrigérateurs Stirling ont un COP inférieur à d'autres réfrigérateurs à compression de vapeur homologues [3]. Ewert (1998) ont rapporté les résultats de l'essai d'un petit réfrigérateur de Stirling à piston libre (capacité de refroidissement maximum 100 W). Le COP a diminué, passant de 1,6 à 0,8 pendant que l'écart de température (air-air) a varié de 13 à 33K avec une température ambiante de 23 à 28°C. Berchovitz (1999) ont trouvé un COP d'une même machine (capacité de 40 W), qui a diminué, passant de 1,65 à 1,17 avec la diminution de la température du côté froid de -1,4 à -19,1°C pendant que la température du côté chaud a été maintenue entre 28,4 et 30,3 °C. Il existe de nombreuses difficultés pratiques dans l'élaboration d'un réfrigérateur, ou de climatisation, de Stirling d'air efficaces. Les principaux problèmes sont le bas COP et la puissance limitée en raison de mauvais transfert de chaleur entre les fluides (principalement l'hélium et l'air ambiant) [6]. Pour cette raison, seul un petit réfrigérateur Stirling, où la relation surface-volume est relativement importante, est concurrentiel contre les petits réfrigérateurs à compression de vapeur domestique [3].

I.2.1.3 Réfrigérations thermo-acoustiques électriques

Les machines de réfrigération thermo-acoustique électrique sont une autre option pour la réfrigération solaire. Ces machines utilisent les variations de pression dans les ondes acoustiques pour transférer la chaleur entre deux réservoirs à différents niveaux de température. Le principe de fonctionnement est examiné dans l'article AIP (01/04/2004). Le rendement des systèmes de refroidissement thermo-acoustique sont inférieurs à ceux

des systèmes de compression de vapeur [3]. Poese (2004) ont signalé la performance d'un système de réfrigération avec une capacité de refroidissement de 119W conçue pour un cabinet de 200L de crème glacée.

Le système a donné un COP de 0,81 avec un transfert de chaleur de température du fluide dans les échangeurs de chaleur de 33,9°C et -24,6°C. Ces performances sont comparables à ceux des petits réfrigérateurs de Stirling décrit ci-dessus. De même, Fischer et Fischer (2000) ont développé un système de conditionnement d'air de 10 kW avec un COP de 2,0 à la température ambiante de 35 °C. Même si un système thermo-acoustique a une très simple construction sans aucune pièce mobile, la puissance de refroidissement reste faible et aucune machine n'a été signalée avec une assez grande capacité pour la climatisation [3].

I .2.1.4 Refroidissement magnétique

Le refroidissement magnétique, qui a longtemps été utilisé en cryogénie, est également une possibilité potentielle. Récemment, quelques systèmes de réfrigération magnétique ont été développés [7]. Gschneider (2001) a trouvé un COP de 3,0 avec un réfrigérateur / congélateur rotatif magnétique. Bien que cette technologie est potentiellement plus performante que la technologie conventionnelle de compression de vapeur. Le coût du matériau magnétique est extrêmement coûteux (1830\$/kW de refroidissement, de gadolinium, sans coût de traitement pour une application pratique [8].

I .2.2 Réfrigération solaire thermique

Les Systèmes solaires thermiques utilisent la chaleur solaire plutôt que de l'électricité solaire pour produire l'effet frigorigène. Dans ces systèmes, les capteurs solaires de type plaque plane sont les plus communément utilisés. De même, on peut trouver dans la littérature d'autres formes de capteurs tel que la forme cylindro-parabolique [9].

Un capteur solaire plan se compose d'un absorbeur métallique et un boîtier isolé par la partie supérieur avec une plaque de verre. Les capteurs à tube sous vide ont moins de perte de chaleur et de meilleures performances à haute température. Les capteurs à tube sous vide sont généralement réalisées dans un tube de verre, c'est-à-dire l'absorbeur métallique inséré dans un tube de verre évacué, pour résister la différence de pression entre le vide et l'atmosphère (figure (1.3)).

Le capteur solaire fournit la chaleur en vue de produire le froid dans la machine frigorigène. Le rendement d'un capteur solaire est principalement déterminé par sa

température de travail. D'une part, à des températures très élevées, le capteur perd plus de chaleur vers l'air ambiant et délivre moins de chaleur. D'autre part, la machine thermique fonctionne généralement de façon plus efficace avec des températures plus élevées. D'une façon générale, un système de production du froid solaire thermique est conçu en tenant compte de ces deux tendances opposées.

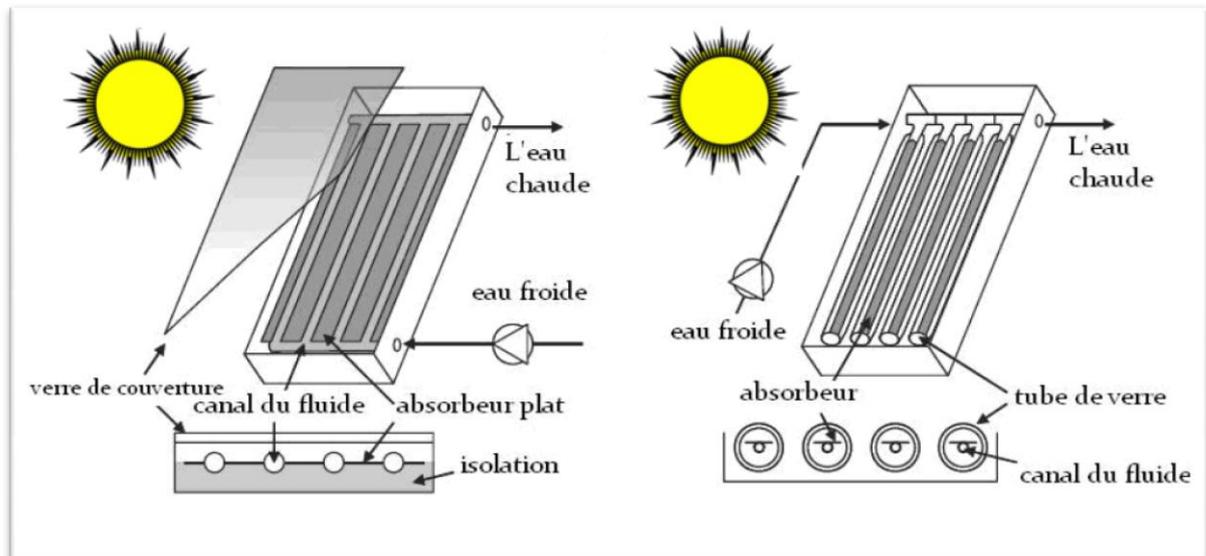


Figure 1.3 : Schémas de deux panneaux solaires plans [2].

I .2.2.1 La réfrigération thermomécanique

Dans un système de réfrigération solaire thermomécanique, le moteur thermique convertit la chaleur solaire à un travail mécanique qui à son tour entraîne le compresseur mécanique du réfrigérateur par compression de vapeur. Un schéma d'un tel système de refroidissement est montré sur la (figure (1.4)) [3]. Nous observons sur la figure que le capteur solaire reçoit d'abord le rayonnement solaire Q_s . Cette quantité d'énergie est donnée par la multiplication de la surface, exposée au rayonnement, par le rayonnement solaire perpendiculaire à la surface I_p (kW/m^2) :

$$\eta_{\text{sol-heat}} = \frac{Q_g}{I_p + A_s} = \frac{Q_g}{Q_s} \quad (1.4)$$

Où $\eta_{\text{sol-heat}}$ est inférieure à 1 en raison de pertes thermiques et optiques et représente le rendement thermique du capteur. Q_g est la quantité de chaleur fournie pour le moteur thermique à la température T_H .

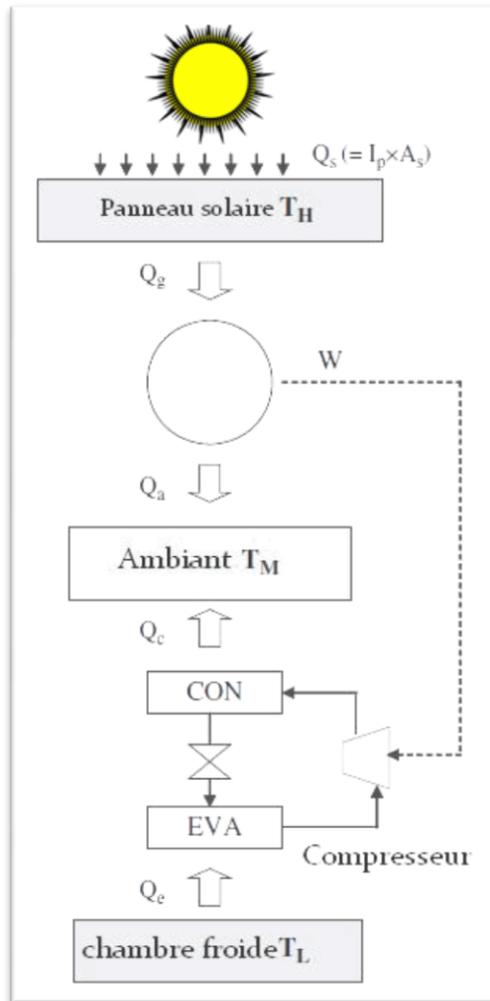


Figure 1.4 : système de réfrigération thermomécanique [3].

Par ailleurs, un moteur thermique produit un travail mécanique W et rejette la chaleur Q_a à la température ambiante T_M . Dans ce cas, le rendement du moteur, $\eta_{\text{heat-pow}}$ est défini par le rapport : travail produit sur la quantité de chaleur Q_g :

$$\eta_{\text{heat-pow}} = \frac{W}{Q_g} \quad (1.5)$$

Le travail mécanique W à son tour entraîne le compresseur du réfrigérateur pour extraire la chaleur Q_e de l'enceinte frigorifique à la température T_L . La chaleur perdue Q_c , égale à la somme de Q_e et de W , est rejetée vers le milieu ambiant à la température T_M . Le rendement du réfrigérateur est donné donc par la même équation ci-dessus (1.2).

Le rendement global d'un réfrigérateur solaire thermomécanique est donné par le produit des deux équations (1.2), (1.4) et (1.5) :

$$\eta_{\text{sol-cool}} = \eta_{\text{sol-heat}} \times \eta_{\text{heat-pow}} = \frac{Q_e}{Q_s} \quad (1.6)$$

Le rendement maximal d'un moteur réel, ou d'un réfrigérateur, est limité par celui du cycle de Carnot pour les mêmes températures. Le rendement d'un cycle de Carnot entre T_H et T_M est donné par :

$$\eta_{\text{heat-pow}}^{\text{id}} = \frac{T_H - T_M}{T_H} \quad (1.7)$$

Le rendement d'un cycle inversé de Carnot, relatif à un réfrigérateur, entre T_M et T_L est :

$$\eta_{\text{pow-cool}}^{\text{id}} = \frac{T_L}{T_M - T_L} \quad (1.8)$$

Le produit des deux rendements de Carnot des équations (1.7) et (1.8) donne le rendement idéal de la machine frigorifique travaillant entre les trois températures :

$$\eta_{\text{heat-cool}}^{\text{id}} = \eta_{\text{heat-pow}}^{\text{id}} \eta_{\text{pow-cool}}^{\text{id}} = \frac{T_L}{T_H} \left(\frac{T_H - T_M}{T_M - T_L} \right) \quad (1.9)$$

Cette dernière expression donne une limite au rendement maximal réalisable avec n'importe qu'un réfrigérateur thermique réel travaillant dans les mêmes conditions de températures.

D'une part, dans un système solaire thermomécanique, le rendement du moteur thermique (capteur solaire) est d'un intérêt particulier surtout que la température de la source de chaleur T_H varie. D'autre part, la performance d'un moteur réel est souvent comparée à celle d'un cycle de Carnot qui travail à la même température. Nous définissons dans ce cas le rapport des rendements réel et de Carnot, appelé "rendement exergetique". Il s'agit d'estimer à quel point le fonctionnement d'une machine réelle se rapproche à une machine idéale.

I.2.2.1.1 Cycle de Rankine

Le système solaire Rankine a été étudié dans les années 1970 et 1980. Prigmore et Barber (1975) ont conçu un réfrigérateur d'eau suivant un cycle organique de Rankine. Le réfrigérateur est basé sur le R-113 pour fournir un couple rotatif sur un arbre de turbine avec un rendement de 11,5% (rendement exergetique de 58%) où la température de l'eau de capteurs solaires est de 101,7°C. Ainsi et pour un rendement de panneau solaire de 50%, le passe : Rayons de soleil – couple rotatif sera réalisé avec un rendement de 5,8% (soit le produit 0,5 x 0.115).

I.2.2.1.2 Comparaison avec un système PV

Nous présentons ici une comparaison entre les systèmes de réfrigération solaire thermo-mécanique et les systèmes de réfrigération solaire électrique PV traités ci-dessus. A noter que la présente comparaison est extraite directement du travail récent de Kim et Infante Ferreira (2008).

Commençons par les moteurs de Stirling (§ 2.1.2) qui ont été activement étudiés dans le cadre de la conversion de l'énergie solaire. Les moteurs Stirling peuvent fonctionner à très haute température à laquelle un moteur Rankine ne peut pas. Bien que, théoriquement, le rendement d'un cycle de Stirling est proche de celui d'un moteur de Carnot, le rendement exergétique des moteurs Stirling est de l'ordre de 55-88% [10]. En passant de la quantité de chaleur solaire reçue à l'électricité produite le rendement est de 41% (rendement exergétique de 57%) pour les moteurs Stirling. Son succès dans cette application solaire particulière est attribué à sa haute température de fonctionnement (température des gaz au-dessus de 700 °C) et relativement la simple conception.

La capacité maximale d'un moteur Stirling est pratiquement limitée par le fait que son rendement diminue avec l'augmentation de la capacité, c'est-à-dire la diminution du rapport surface-volume. Pour qu'un système solaire thermo-mécanique de réfrigération puisse être compétitif, la combinaison d'un capteur solaire avec un moteur thermique doit être au moins comparable à un panneau solaire électrique en termes de prix. En supposant un rendement de Carnot de 60% d'un moteur fonctionnant avec une source de chaleur de 150 °C et 28° C. Le rendement $\eta_{\text{heat-pow}}$ de ce moteur sera de l'ordre de 17%. Parmi les capteurs solaires sans concentration, seulement quelques capteurs à tube sous vide (figure (1.3.b)) peuvent fonctionner de manière efficace à 150°C. Une haute performance d'un capteur à tube sous vide qui travaille à un rendement de 60% à 150° C est disponible au prix de 771€/m² [3]. Si ce capteur est combiné avec le moteur thermique (capteur solaire), son rendement $\eta_{\text{heat-pow}}$ serait de l'ordre de 10%. Par 1m² de capteur solaire, 100W de travail est produite pour 1 kW/m² de rayonnement solaire. Par conséquent, le prix d'un capteur par rapport au travail produit est de 7,71€/W (excluant les coûts de moteurs thermiques). Ceci est plutôt élevé par rapport au prix d'un panneau solaire électrique dans le marché actuel 3–7€/Wp. Le système de réfrigération solaire thermo-mécanique est probablement plus cher qu'un système de réfrigération solaire électrique d'après la conclusion de Kim et Infante Ferreira (2008).

I.3 Réfrigération par Sorption

La réfrigération par sorption utilise l'attraction physique ou chimique entre un couple de substances pour le but de produire le froid. Une sorption a une capacité unique de transformer l'énergie thermique directement en puissance de refroidissement. La substance à plus faible température d'ébullition est appelée le sorbat et l'autre est appelée le sorbant. Le sorbat joue le rôle de fluide frigorigène [3].

La (figure (1.5)) montre un schéma d'un système fermé de sorption. Le processus de la sorption est désigné par l'"absorbeur" et le processus de désorption est désigné par la composante "générateur". Nous appelons ainsi l'ensemble de ces deux composantes un lit d'adsorbant. Le générateur reçoit la chaleur Q_g du panneau solaire pour générer le sorbat. Ce dernier a été auparavant absorbé en tant que fluide frigorigène dans l'absorbeur. La vapeur réfrigérante, produite dans le processus de génération se condense dans le condenseur en rejetant la quantité de chaleur de condensation à l'air ambiant Q_c . Dans l'évaporateur, le réfrigérant liquéfié dans le condenseur s'évapore en absorbant la quantité de chaleur Q_e de l'espace à refroidir. Par la suite, le sorbat, initialement généré dans le générateur, est absorbé comme vapeur frigorigène, sortant de l'évaporateur, en rejetant la quantité de chaleur de sorption Q_a vers le milieu ambiant [3].

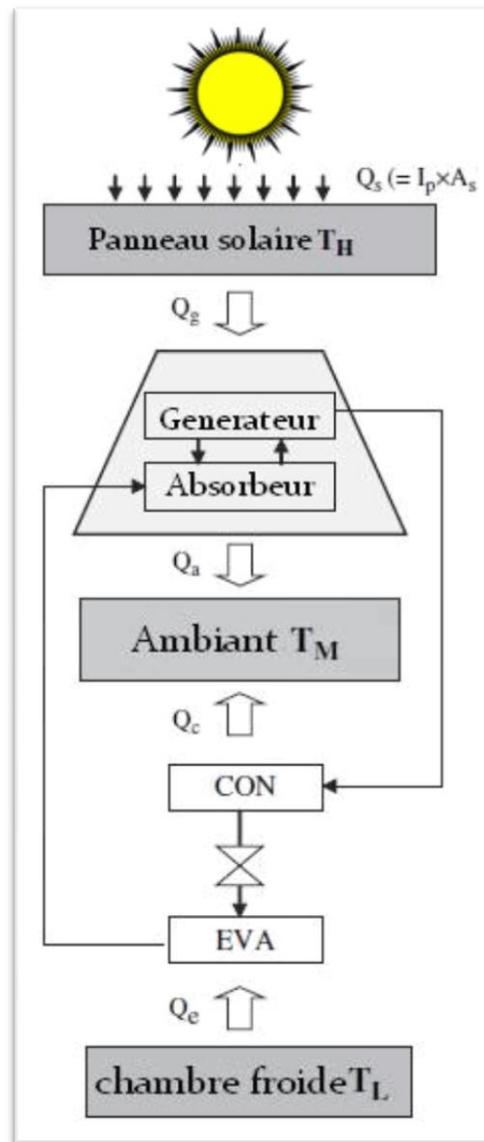


Figure 1.5 : Système de réfrigération par sorption [3].

Dans les machines de réfrigération par sorption, le rendement de refroidissement est souvent défini par [3] :

$$\eta_{\text{heat-cool}} = \frac{Q_e}{Q_g + W_{el}} \quad (1.10)$$

Où W_{el} est le travail électrique. Ce rendement, également appelée COP, est souvent comparé au rendement idéal dans l'équation (1.9) pour estimer l'écart entre ce système et celui idéal.

En outre, nous pouvons résumer le phénomène de sorption en deux processus principaux [3]:

- i) La sorption suivant un cycle fermé suivant un processus d'adsorption ou d'absorption. L'absorption se réfère à un processus de sorption où un sorbant liquide ou solide absorbe les molécules de réfrigérant dans son intérieur avec de modifications physiques et/ou chimiques dans le processus. L'adsorption, d'autre part, se réfère à un sorbant solide qui attire les molécules de réfrigérant sur sa surface par une force physique ou chimique, et ne change pas sa forme dans le processus.
- ii) La sorption en cycle ouvert appelée aussi "Système à dessiccation" (Dessiccant Evaporative Cooling, DEC) où un sorbant, c'est-à-dire un déshydratant, absorbe l'humidité de l'air humide. Les cycles de sorption ouverts sont classés soit en liquide ou solide selon le cycle dessicatif en fonction de la phase de la déshydratation utilisée.

Ainsi, nous pouvons citer ici quatre niveaux de température solaire liés à la nature du capteur et à l'application de production du froid [figure (1.6), TECSOL (2009)] :

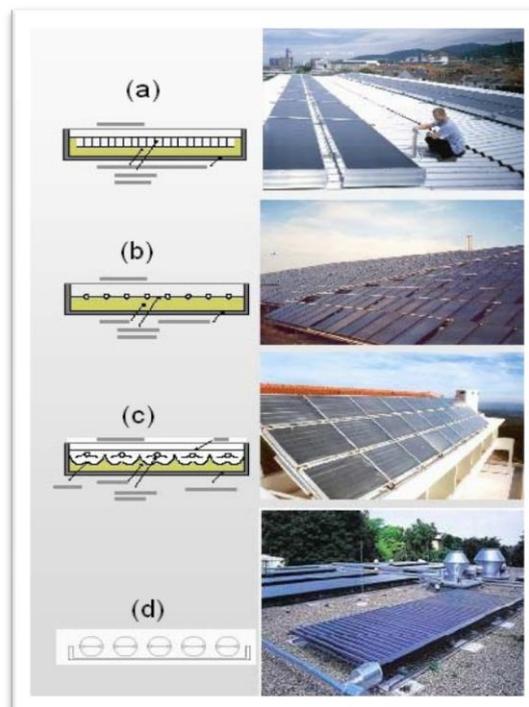


Figure 1.6 : Différents types de capteurs solaires utilisés dans la production du froid solaire.

- a) Système DEC : 50-80°C (Capteur plans à air),
- b) Adsorption : 65-85°C (capteurs plans, à tubes sous vide),
- c) Absorption simple effet (figure (1.7)) : 55-100°C (capteurs plans à tubes sous vide).
- d) Absorption double effet / NH₃ (figure (1.8)) : 150-180°C (capteurs à tubes sous vide, capteurs à concentration).

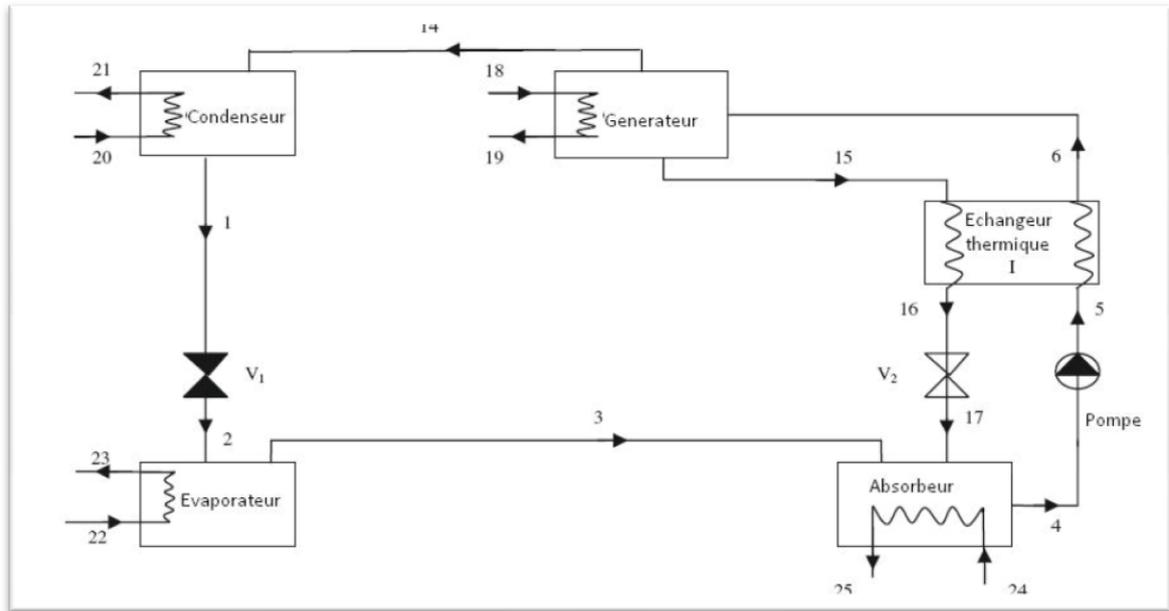


Figure 1.7 : illustration d'un système de réfrigération par absorption à simple effet [11].

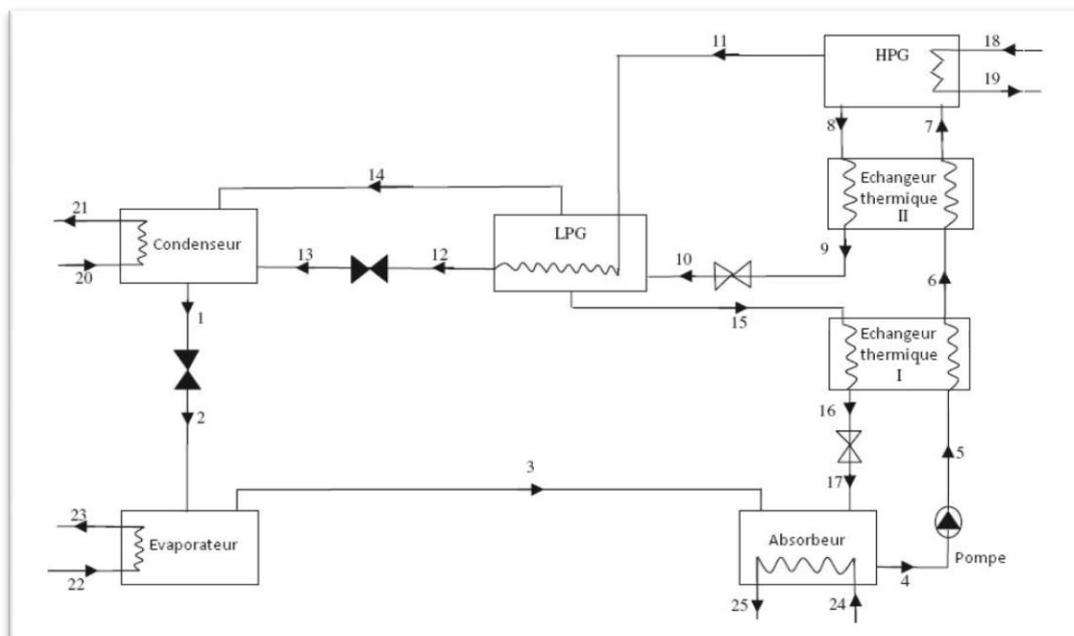


Figure 1.8 : Illustration d'un système de réfrigération par absorption à double effet [11].

I.3.1 Absorption

La réfrigération par absorption a été la plus fréquemment adoptée pour les systèmes solaires de réfrigération. Il ne nécessite que très peu ou pas de puissance électrique, et pour la même capacité, les dimensions physiques d'une machine à absorption sont plus petites que celles d'une machines a adsorption en raison du fort coefficient de transfert thermique de l'absorbant. Le tableau (1.1) récapitule les références d'un certain nombre d'études liées à l'absorption de réfrigération solaire [3].

Autres que ceux énumérés dans le tableau (1.1), de nombreuses études ont été signalés par Kim et Infante Ferreira (2008) dans leur travail de synthèse, y compris divers cycles d'absorption [12, 13 , 14, 15, 16] et de différentes couples de travail [17, 18, 19].

La technologie actuelle peut fournir diverses machines à absorption avec des COP allant de 0,3 à 1,2. Le choix d'une machine frigorifique à absorption est principalement lié aux performances du capteur solaire à utiliser comme nous avons montré plus haut. Pour les capteurs solaires capables de travailler de manière efficace à environ de 150 °C, des refroidisseurs à double-effet LiBr- eau avec COP environ de 1,2 sont disponibles pour la climatisation (figure (1.8)). Pour la réfrigération, Kim et Infante Ferreira (2008) ont cité l'exemple de refroidisseurs GAX ammoniac-eau avec un COP autour 0,8.

L'intermédiaire assurant le transfert de chaleur peut être soit un liquide à une grande température d'ébullition ou de la vapeur. A ce niveau de température, Kim et Infante Ferreira (2008) rapportent que les capteurs à tube sous vide, à 40% de rendement, ont une fourchette de coûts de l'ordre de 600-700€/m² (superficie brute).

Pour des capteurs moins chers travaillent autour de 90°C, d'une machine (simple effet) à absorption de LiBr-eau ou d'ammoniac-eau avec un COP entre 0,6 et 0,8, le prix de ces capteurs solaires varie considérablement dans ces conditions de températures. Le prix d'un capteur de 50% d'efficacité a 90°C varie entre 300 - 600€/m². Il faut noter que les efficacités des capteurs solaires listés ci-dessous n'ont qu'une valeur indicative et l'efficacité réelle dépendra de la température de l'air ambiant et le rayonnement solaire Tableau (1.1).

Tableau 1.1 : Vue d'ensemble des études de réfrigération solaire à absorption [travail de synthèse réalisé par Kim et Infante Ferreira (2008)].

Références	applications	Q_c [kW]	A_s [m ²]	$\eta_{\text{heat-cool}}$ [-] ^d
LiBr-H₂O à simple effet				
Lof et Tybout (1974), Ward et Lof (1975), Ward et al. (1979)	Refroidissement/ Échauffement d'espace			
Hattem et Data (1981)	Refroidissement d'espace	4	36 ^a	0,11
Al-Karaghoulis et al. (1991)	Refroidissement d'espace	210	1577 ^b	0,31
Best et Ortega (1999)	Refroidissement d'espace	90	316 ^a	0,26-0,36
Izquierdo et al. (2005)	Refroidissement d'espace	35	49,9 ^a	0,34
Storkenmaier et al. (2003), Kuhn et al. (2005)	Prototype de refroidisseur	10	0,37	0,37
Safarik et al. (2005)	Prototype de refroidisseur	16		0,40
LiBr-H₂O à double effet				
Ishibashi (1979), Lamp et Ziegler (1998)	Prototype solaire assisté par un système à combustion.			
Lokurlu et Muller (2005)	Refroidissement/gén ération de vapeur à 144°C	140	180 ^f	0,5-0,6

Ammoniac-H₂O				
Gutiérrez (1988), Kunze (2000), Jakob et al. (2003)	prototype diffusion –absorption	<2,5		0,1-0,25
Shiran et al. (1982), McLinden et Klein (1983), Alvares et Trepp (1987), Best et Hernandez (1991), ARTISC (2003)	Réfrigération / pompe à chaleur			
SACE (2003)	Refroidissement de Vin	10	100 ^a	
Richter et Safarik (2005)	Refroidissement d'espace	15		0,27

Observation :

^a panneau plan.

^b panneau a tube d'évacuation (N° de tube).

^c panneau creux (ouverture).

^d Lorsque cela n'est pas donné, l'efficacité du capteur de 0,50 a été utilisé.

I.3.2 Adsorption

I.3.2.1 L'adsorption physique

Les adsorbants comme la zéolite, gel de silice, charbon actif et l'alumine sont des adsorbants physique ayant des structures très poreux de rapport surface-volume de l'ordre de plusieurs centaines qui peut sélectivement attraper les réfrigérants. Lorsqu'ils sont saturés, ils peuvent être régénérés simplement en étant chauffé. Si un adsorbant et un réfrigérant sont contenus dans la même enceinte, l'adsorbant va maintenir la pression en adsorbant le réfrigérant évaporé. Normalement on doit avoir une alternance quelque part pour régénérer le processus après la saturation de l'adsorbant. Pour cette raison, plusieurs lits d'adsorbant sont nécessaires pour un fonctionnement continu [3].

D'après Kim et Infante Ferreira (2008), les couples de travail qui ont été utilisés dans la littérature sont principalement : le charbon actif et le méthanol ou l'ammoniac [20, 21, 22, 23] et gel de silice – eau [24, 25]. La technologie d'adsorption solaire courante peut fournir une production de glace tous les jours de 4-7 kg par unité de mètres carrés de capteurs solaires avec un COP de refroidissement entre 0,1 et 0,15 [26]. Récemment, plusieurs machines de refroidissement à adsorption à faible capacité de gel de silice-eau ont été développées pour la climatisation solaire [27]. Dans ce cas, le COP varie de 0,2 à 0,6 avec une température d'échauffement de 55 à 95 °C. Contrairement pour les systèmes les plus communs de double-lit à un seul étage, Saha et al. (2001) ont développé une machine à doubles étages de quatre lits pour obtenir de très basses températures. La machine produit 3,2 kW du froid, le COP de 0,36 à partir de 55 °C d'eau chaude.

Actuellement, il y a deux grands fabricants de réfrigérateur d'adsorption [28]. Leurs machines sont tous basées sur le gel de silice et l'eau avec une capacité de refroidissement entre 70 et 350kW [29]. Selon les spécifications du fabricant "HIJC USA Inc", l'un de leurs modèles produit 72 kW à partir de 90°C d'eau chaude avec un COP de 0,66 pour 29°C d'eau froide. Le poids de cette ensemble est de 5,5 tonnes et ses dimensions sont 2,4× 3,6× 1,8 m³ [3]. L'un des réfrigérateurs à adsorption à simple effet "LiBr-eau", disponible sur le marché, produit 70 kW de froid à partir de 88°C d'eau chaude avec un COP de 0,7 lorsque la température de l'eau de refroidissement est de 31°C [Yazaki Energy Systems]).

Le poids de cette machine est de 1,2 tonne de poids et ses dimensions sont de 2 ×1,1 ×1,3 m³ [3].

Le réfrigérateur à adsorption est de 4,6 fois plus lourd et de 5,4 fois volumineux qu'un réfrigérateur à absorption. Donc, le problème principal associé à la technologie d'adsorption est sa faible densité de puissance de refroidissement. Ainsi, un réfrigérateur à adsorption peut être comparable à son homologue à absorption en terme de maximum de COP. Mais leur densité de puissance de refroidissement est beaucoup plus basse. En effet, les technologies d'adsorption peuvent être compétitives dans les grands systèmes de refroidissement solaire où sa faible densité de puissance n'est pas un problème. Pour les petites ou moyennes installations, la technologie d'adsorption a la tendance d'être trop encombrant et chère [3].

I.3.2.2 L'adsorption chimique

L'adsorption chimique est caractérisée par la liaison chimique forte entre l'adsorbat et l'adsorbant. Par conséquent, il est plus difficile à s'inverser et il faut appliquer donc plus d'énergie pour récupérer les molécules adsorbées par rapport au cas de l'adsorption physique [3]. D'après ces mêmes auteurs, le produit chimique le plus couramment utilisé comme adsorbant dans les applications de réfrigération solaire est le chlorure de calcium (CaCl_2). Le chlorure de calcium adsorbe l'ammoniac pour produire $\text{CaCl}_2 \cdot 8\text{NH}_3$ et de l'eau pour produire $\text{CaCl}_2 \cdot 6\text{H}_2\text{O}$ comme produit de l'ensemble [29]. Il a également été utilisé en association avec d'autres adsorbants physiques, y compris certains silicates [30].

Tokarev et al. (2002) ont développé un matériau composite par imprégnation de chlorure de calcium dans une matrice de silicate MCM-41. Un COP de 0,7 a été obtenu avec des températures de condensation et de génération de 40 °C et de 110 °C, respectivement. Restuccia et al. (2004) ont développé un réfrigérateur sur la base d'un composite similaire à celui de Tokarev et al. (2002) et ont trouvé un COP autour de 0,6, à une température de condensation de 35 °C et à une température de génération variant entre 85 et 95° C.

I.3.2.3 Cycle frigorifique intermittent à adsorption

I.3.2.3.1 Principe du cycle

La réalisation du cycle à adsorption est basée sur le principe de la réversibilité de l'adsorption physique: fixation de la vapeur du réfrigérant " adsorbat " sur l'adsorbant lorsqu'il est refroidi et libération de celle-ci lorsqu'il est chauffé. A l'équilibre thermodynamique, le système est donc bivariant. Cela signifie que la masse de réfrigérant adsorbée m à l'équilibre est une fonction de la température T et de la pression P :

$$m = f(T, P) \quad (1.11)$$

L'équilibre peut être décrit par :

- ❖ Des isobares donnant, pour des pressions constantes, la masse adsorbée en fonction de la température;
- ❖ Des isothermes (à températures constantes) donnant la masse adsorbée en fonction de la pression, pour plusieurs températures de l'adsorbant ;
- ❖ Des isostères (à m adsorbée constante) donnant, pour plusieurs masses adsorbées fixées, la pression P en fonction de la température T .

Généralement les isostères se représentent de manière pratique dans le diagramme de Clapeyron ($\ln P, -1/T$). Les droites parallèles de la figure I. 5 représentent un exemple d'isostères.

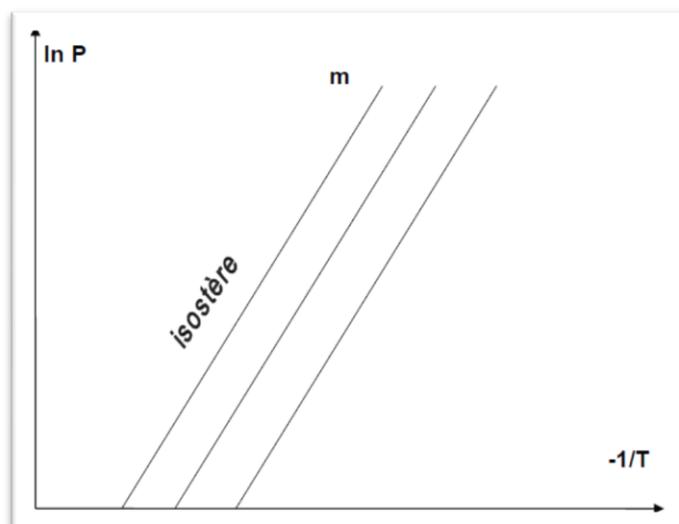


Figure 1.9: Exemple d'isostères dans le diagramme de Clapeyron

Lorsqu'on relie un échangeur de chaleur, dans lequel se trouve une masse d'adsorbant, contenant un réfrigérant, à un condenseur et un évaporateur on réalise un cycle frigorifique à adsorption.

I.3.2.3.2 Principe de fonctionnement du cycle idéal

Le principe de fonctionnement d'un cycle thermodynamique adsorbant-réfrigérant est représenté d'abord pour un cycle idéal.

Un cycle idéal, est un cycle théorique qui ne présente pas de résistance aux transferts de masse et de chaleur. Dans le diagramme de Clapeyron, le cycle idéal est formé par deux isostères et deux isobares (figure 1.10).

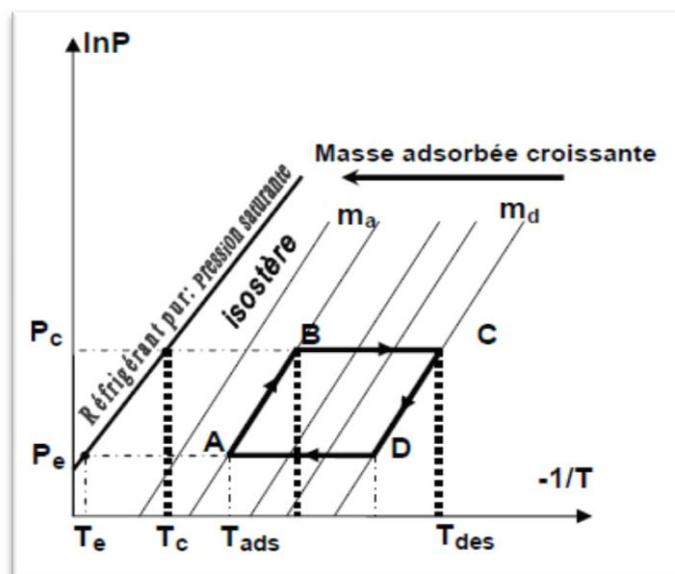


Figure 1.10 : Représentation du cycle théorique à adsorption dans le diagramme de Clapeyron

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

➤ Phase de chauffage désorption-condensation (voir figure 1.11)

➤ Chauffage isostérique (AB) :

Début de journée: Le capteur, isolé du condenseur et de l'évaporateur, se trouve à la température T_{ads} ($\approx T_a$) et à la pression P_e de l'évaporateur. Le rayonnement solaire chauffe le capteur. La température de l'adsorbant et la pression du réfrigérant augmentent tandis que la masse totale du réfrigérant adsorbée reste constante (au chemin isostérique).

Cette période est équivalente à la "compression " dans le cycle de compression classique.

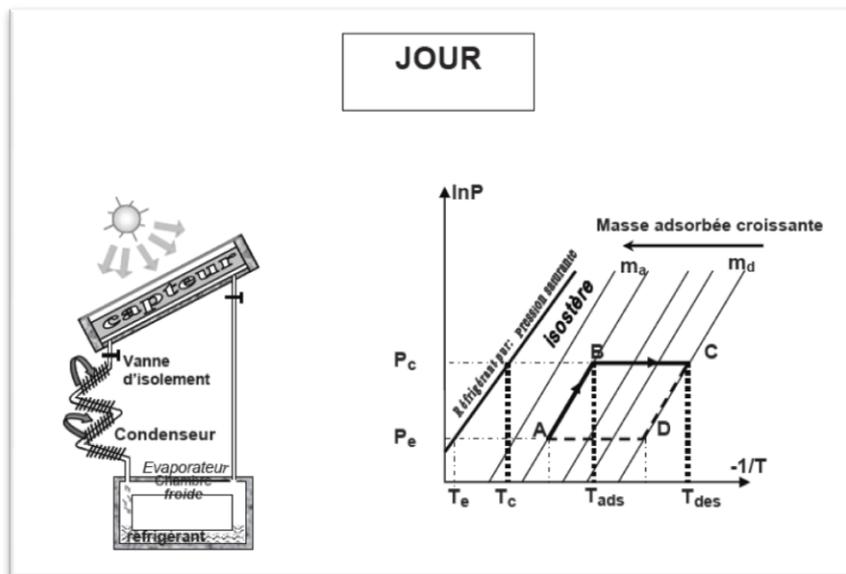


Figure 1.11 : Phase d'échauffement et de désorption

- Échauffement : Désorption-condensation (BC)(voir figure 1.11)

Une fois la pression dans le capteur atteint la pression de saturation correspondante à la température T_c du condenseur, ce dernier est mis en communication avec le capteur (point B). L'énergie solaire permet simultanément l'augmentation de la température du capteur et la désorption du réfrigérant contenu dans l'adsorbant. Les vapeurs de réfrigérant libérées par l'adsorbant vont se condenser dans le condenseur et cette phase à pression imposée par le condenseur se poursuit tant que la température de l'adsorbant augmente. La désorption s'achève au point C quand l'adsorbant atteint la température maximale T_{des} . Le condensat est évacué vers l'évaporateur par simple gravité lors de sa formation. Cette période est équivalente à la "condensation " dans le cycle de compression classique.

- Phase de refroidissement adsorption-évaporation (Figure 1.12)

- Refroidissement isostérique (CD)

Lorsque le flux solaire diminue. La température de l'adsorbant diminue ainsi que la pression selon l'isostère (CD). Cette période est équivalente à "la détente" dans le cycle de compression classique.

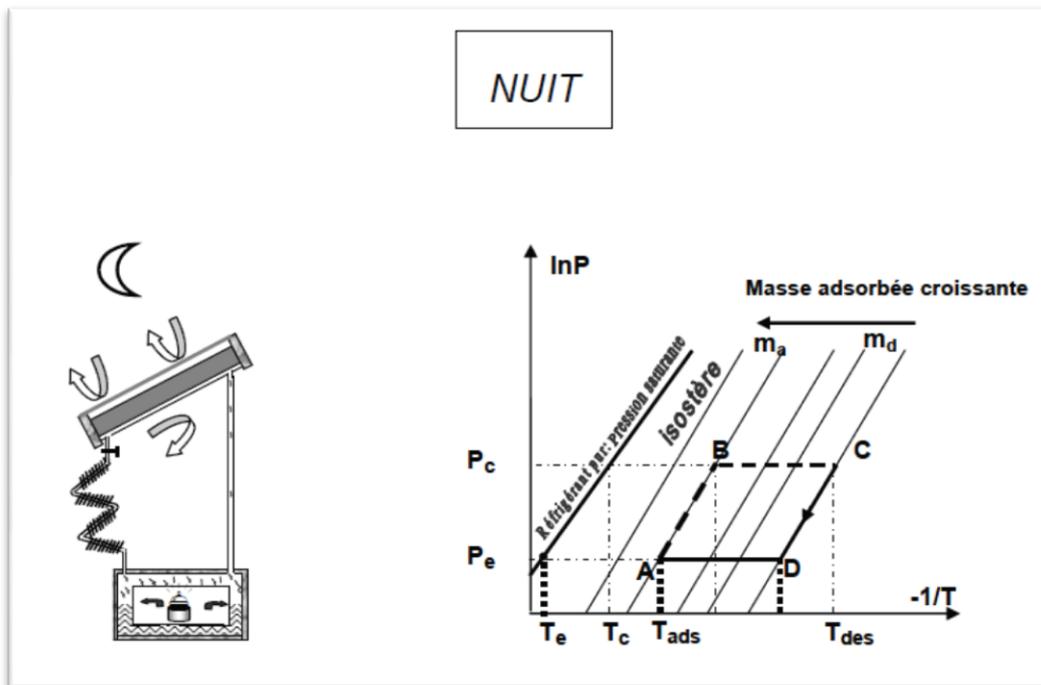


Figure 1.12 : Phase de refroidissement adsorption –condensation

➤ Refroidissement : Adsorption -Evaporation (DA)

La nuit, le capteur, connecté à l'évaporateur qui impose sa pression, continue à se refroidir. L'adsorbant se trouvant dans le capteur adsorbe le réfrigérant qui s'évapore en produisant du froid dans l'évaporateur. Cette période est équivalente à "l'évaporation" dans le cycle de compression classique.

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

Chapitre II

Modélisation Thermodynamique de la sorption

II.1 Physique de l'adsorption

Introduction

Dans ce paragraphe, nous donnons un résumé très bref des principes fondamentaux du phénomène d'adsorption.

L'adsorption est un phénomène physique qui se produit lors d'un contact de gaz ou de vapeur avec des matériaux solides et particulièrement les solides poreux. Ce phénomène est utilisé dans des systèmes de production frigorifique ou calorifique.

Les adsorbants les plus courants sont obtenus soit par synthèse (Zéolithe 13X par exemple), soit à partir de matériaux de base après un traitement physique et chimique en vue de leur conférer des propriétés d'adsorption. C'est le cas du charbon actif AC35/3 utilisé dans nos expériences rapportées ci-après.

II.1.1 Adsorption

L'adsorption est l'attraction et la rétention en surface qu'exerce un solide ou un liquide sur un gaz avec lequel elle est en contact.

L'adsorption gaz / solide correspond à une variation discontinue de la concentration de la phase gazeuse au voisinage de la phase solide. Il se forme une pellicule d'adsorbant d'épaisseur variable, mais toujours très petite, de l'ordre de quelques dizaines d'Angströms. Les molécules adsorbées pénètrent parfois les micropores et les défauts cristallins de l'adsorbant.

Du point de vue thermodynamique, l'adsorption est une transformation avec changement d'état d'une phase gazeuse en une phase adsorbée.

Cette transformation s'effectue à pression et température constantes, et elle est généralement caractérisée par une diminution de l'énergie libre et de l'entropie du système. Celle-ci étant réversible, elle s'accompagne d'une diminution de l'enthalpie : le processus est donc exothermique.

L'adsorption s'accompagnera donc presque toujours d'un dégagement de chaleur appelé chaleur d'adsorption. La grandeur variable de cette quantité de chaleur est l'un des critères permettant de penser qu'il existe au moins deux types fondamentalement différents d'adsorption [35].

Le premier est physique et est caractérisé par sa faible énergie (21 à 42 KJ /mole) et par sa plus ou moins parfaite réversibilité ; le second type est chimique et est caractérisé par sa très forte énergie par sa très forte énergie de liaison irréversible.

II.1.2 Adsorbants

Les adsorbants sont des matériaux poreux dont les tailles de pores varient de quelques angströms à quelques centaines d'angströms. Les adsorbants couramment utilisés sont le gel de silice, l'alumine activée, les charbons actifs ainsi que les adsorbants à tamis moléculaire comme les zéolithes.

La caractéristique la plus importante de ces adsorbants est leur grande capacité d'adsorption due à des surfaces spécifiques élevées.

La structure microporeuse d'un adsorbant peut être décrite par plusieurs paramètres physiques, dont, en particulier, la distribution volumique des pores (Figure (2.1)) et la surface spécifique [36].

Nous ne nous intéresserons dans cette étude qu'au charbon actif AC35/3.

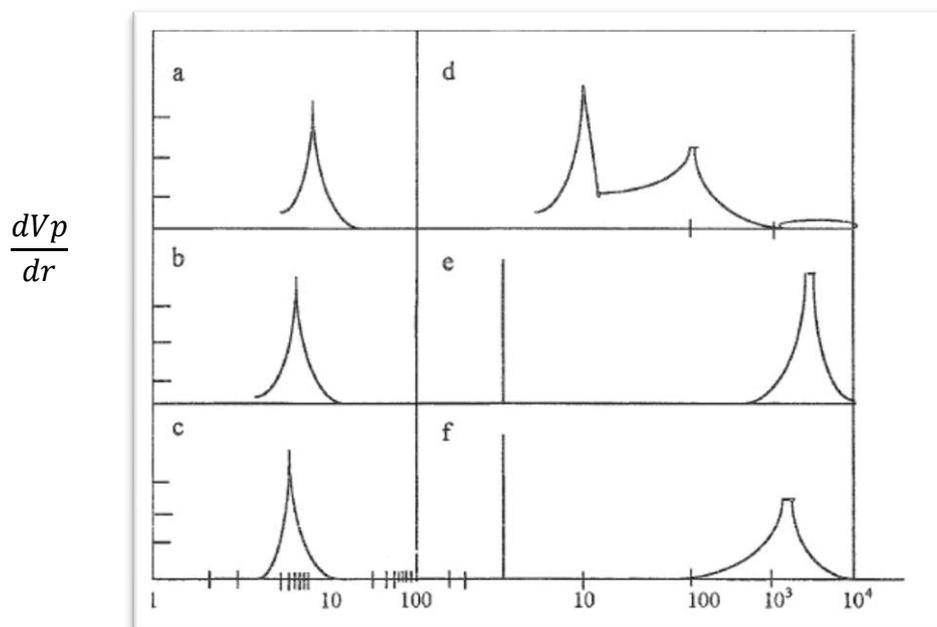


Figure 2.1 : Distribution volumique des pores a) gel de silice ; b) alumine activée
c) charbon de type tamis moléculaire ; d) charbon actif ; e) Zéolithe 5A (type 625) ; f) Zéolithe 5A (type 525) . Source Ruthven [37]

II.1.3 Les charbons actifs

Les charbons actifs sont des carbones que l'on a préparés afin d'accroître leur pouvoir adsorbant. Ils sont fabriqués à partir de matières premières telles que le bois, la houille, le charbon, les polymères, etc...; Ces derniers subissent, après un traitement initial, des processus

- d'agglomération,
- de carbonisation à basse température (400-500 °C) ayant pour but élimination des produits volatils afin de ne conserver, outre les matières minérales, qu'un squelette carboné,
- d'activation proprement dite à haute température (800-1000 °C) pour développer la porosité et la surface du substrat carboné.

Le processus d'activation s'effectue avec de la vapeur d'eau ou d'autres gaz choisis de manière à ce que l'oxydation de la matière carbonée soit suffisante pour extraire les impuretés et les hydrocarbures qui obstruent les pores.

Des solutions acides (acide sulfurique, acide nitrique, etc...) sont ensuite utilisées pour dissoudre les déchets qui résultent de l'oxydation.

Les textures poreuses des charbons actifs sont généralement fort mal connues. Certains auteurs proposent une classification dans laquelle on distingue les micropores, les pores de transition (ou mésopores) et les macropores [38].

Les micropores ont des dimensions inférieures à quelques dizaines d'Angström ($d < 20 \text{ \AA}$), les macropores ont des dimensions supérieures à 500 \AA , et les mésopores ont des dimensions de l'ordre de plusieurs centaines d'Angströms ($20 \text{ \AA} < d < 500 \text{ \AA}$)

(Figure (2.2)).

Les charbons actifs sont également caractérisés par une très grande surface spécifique (entre 300 et 1500 $\text{m}^2 \cdot \text{g}^{-1}$), la plus grande parmi tous les adsorbants. Cette grande surface donne directement une grande capacité d'adsorption, notamment pour des adsorbats non-polaires ou légèrement polaires.

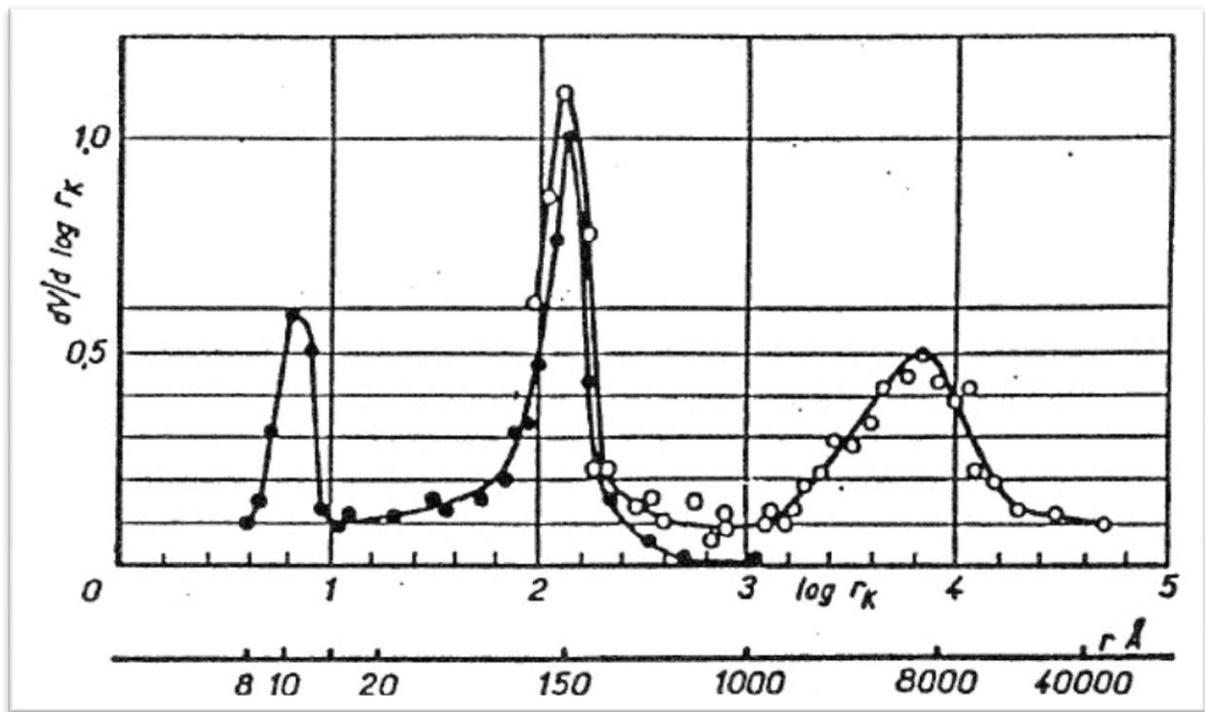


Figure 2.2 : Courbe différentielle de distribution du volume des pores en fonction de leur rayon pour un charbon actif [38] ; ($V / \text{cm}^3 \cdot \text{g}^{-1}$, r et $r_k / \text{Å}$)

II.1.4 Les couple solides-gaz utilisés

Le choix du couple adsorbant-adsorbant 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 thermodynamiques de fonctionnement du système.

II.1 .4.1 Critères de choix du couple

Les critères de choix d'un couple solide-gaz sont les suivants:

a) Choix du solide adsorbant

Les adsorbants sont souvent choisis en fonction de leurs capacités d'adsorption et leurs fortes conductivités thermiques. La capacité d'adsorption doit être plus élevée à la basse température et à la pression d'équilibre dans l'évaporateur.

A contrario, elle doit être faible à la température élevée du cycle associée à la pression d'équilibre dans le condenseur.

Comme l'adsorption est un phénomène surfacique, le choix se porte sur l'adsorbant microporeux de plus grande surface spécifique (charbons actifs, zéolithes, gel de silice et alumines activées).

b) Choix du fluide frigorigène

Le choix de l'adsorbat est fait de sorte qu'il doit:

- ✓ avoir une forte chaleur latente de vaporisation,
- ✓ être facilement adsorbable à basse température et plus difficilement adsorbable à haute température,
- ✓ Les adsorbants couramment utilisés dans les systèmes à adsorption peuvent être classés par ordre décroissant de la chaleur latente de vaporisation. Il s'agit de l'eau, l'ammoniac et les alcools primaires (méthanol, éthanol).

c) Choix thermodynamique

Ce choix doit prendre en considération :

- ✓ Les températures d'ébullition et de condensation du frigorigène qui doivent être voisines des températures externes du cycle de fonctionnement de la machine correspondant respectivement à la haute et à la basse pression du système.
- ✓ La température critique du frigorigène qui doit être la plus élevée possible.
- ✓ La chaleur isostérique de désorption, qui est la quantité d'énergie nécessaire pour rompre les liaisons réversible entre les molécules d'adsorbat (frigorigène) et la surface de l'adsorbant, qui doit être la plus faible possible.
- ✓ L'adsorbant qui doit avoir une chaleur spécifique massique la moins élevée possible
- ✓ Le fluide frigorigène qui doit avoir une tension superficielle et une viscosité les moins élevées possible.

d) Choix technique et de sécurité

Pour une meilleure fiabilité du système, le choix technique doit prendre en considération:

- ✓ la stabilité chimique du couple surtout à haute température de fonctionnement.
- ✓ la corrosion qui peut être due à la réactivité du couple avec les matériaux des composants et de canalisations de la machine.
- ✓ la solidification du frigorigène à basse température.
- ✓ la toxicité des fluides et l'inflammabilité des matériaux utilisés.

Ces deux derniers critères sont, entre autres, les causes de vieillissement du couple et le facteur déterminant de la durée de vie du système.

e) **Choix de sécurité**

Dans le choix de sécurité, deux paramètres fondamentaux sont à respecter :

- ✓ la toxicologie de chacun des éléments du couple (contrainte écologique),
- ✓ l'inflammabilité des éléments de la machine.

II.1 .4.2 Exemples de couples utilisés

On présente une synthèse (Tableau (2.1)) des couples utilisés dans quelques réalisations de machines frigorifiques à adsorption solide [39].

Ce tableau montre que les études les plus avancées concernent les charbons actifs-méthanol et les zéolithes-eau. Il ne faut pas non plus oublier de mentionner les études faites sur les couples zéolithe-ammoniac, charbon actif-ammoniac et sur le gel de silice-eau.

Par la suite, notre étude s'intéressera uniquement au couple charbon actif-méthanol.

Tableau 2.1 : Synthèse des couples étudiés

	Méthanol	Ethanol	Ammoniac	Eau	CH ₃ NH ₂
AC35/1.8	BoUSSEHAIN [36] CHAHID[40]	CHAHID[40]	CRITOPH [41]		
AC35/3	CRITOPH[41] BoUSSEHAIN [36] CHAHID[40]	CHAHID[40]			
AC35	CRITOPH[41] BOUBAKRI [43] PASSOS [42] DELGADO [44]	CRITOPH[41]		CRITOPH[41]	
ZÉOLITHE 4A	AITTOMAKI [45]			RONALD[49]	
CHARBON ACTIF	MEUNIER[46] PONS [47] BouGARD[48]		BouGARD [48]		CRITOPH[41]
SILICA-GEL				SAKODA[35] RONALD [49]	BALAI [51]

II.2 Thermodynamique de l'adsorption

Introduction

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

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

A l'équilibre (d'adsorption), la relation divariante peut s'exprimer par:

- ✓ l'isotherme d'adsorption $(m,P)_T$
- ✓ l'isobare d'adsorption $(m,T)_p$
- ✓ l'isostère d'adsorption $(P,T)_m$

De façon pratique, pour l'étude des systèmes frigorifiques à adsorption, on utilise les isothermes d'adsorption, qui représentent, en fonction de la pression de vapeur, la quantité de gaz adsorbée par kilogramme d'adsorbant à température donnée: $\mathbf{m} = \mathbf{f}(\mathbf{p})_{T,\text{couple}}$.

Les isothermes d'adsorption présentée ont des formes variables et peuvent être regroupées en cinq types [36], présentés dans la (figure (2 .3)).

On constate que la quantité de gaz adsorbée diminue lorsque la température augmente; par contre cette quantité augmente avec la pression.

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

Type II : Isotherme en S qui représente le cas de l'adsorption monocouche aux faibles pressions relatives, suivi de la formation de multicouche et ensuite d'une condensation capillaire pour des pressions partielles avoisinant la pression de saturation.

Type III : Ce type représente le phénomène d'adsorption dans lequel l'attraction entre l'adsorbant et les molécules adsorbées est faible mais suffisante pour accroître la tendance des molécules à s'agréger sur la surface.

Type IV et V : Ces types caractérisent bien la présence des micropores et des macropores dans l'adsorbant, les parties correspondantes à des pressions relatives faibles sont analogues à celles des isothermes de types II et III ; ceci pour les mêmes raisons.

Mais les parties des isothermes correspondant à des pressions relatives supérieures pourraient s'expliquer par le remplissage des capillaires se terminant à une pression inférieure à la pression de saturation à cause de forces d'attraction très développées régnant dans ces capillaires, provoquant une condensation rapide de l'adsorbat.

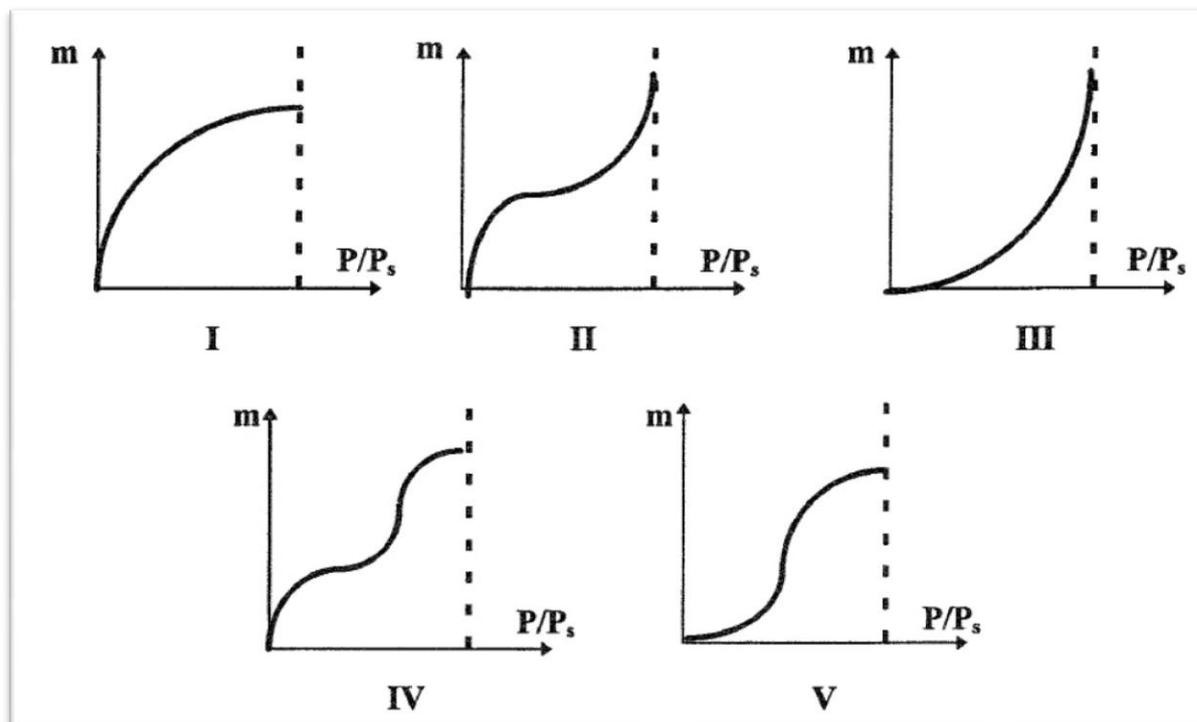


Figure 2.3 : Types de courbes d'isotherme d'adsorption [29]

Pour exprimer les relations qui relient le volume de gaz adsorbé à la pression et à la température, les théories sur l'adsorption utilisent deux modèles :

II .2.1 Modèles cinétiques

Ces modèles donnent une description moléculaire du phénomène d'adsorption à partir de la spécification de la cinétique et du nombre de couches de molécules adsorbées.

II .2.1.1 Isotherme de LANGMUIR

La première corrélation de l'adsorption a été établie par Langmuir en 1916 [52]. Elle est construite sur deux hypothèses :

- ✓ Les molécules adsorbées ne peuvent former qu'une couche monomoléculaire (monocouche);

- ✓ A l'équilibre dynamique d'adsorption, le nombre de molécules condensées par seconde sur une surface est proportionnel au nombre de molécules évaporées dans le même temps.

Langmuir a proposé l'équation suivante dans le cas d'une adsorption monomoléculaire :

$$\theta = \frac{m}{m_0} = \frac{k.Pv}{1+k.Pv} \quad (2.1)$$

où θ : est le taux de recouvrement de la surface

m : quantité d'adsorbat

m_0 : quantité d'adsorbat maximale pour former une monocouche

Pv : pression partielle de vapeur

k : constante d'équilibre d'adsorption.

En fait, les courbes réelles des vitesses d'adsorption et de désorption ont une forme assez compliquée. Il faut tenir compte du nombre de collisions avec la surface du solide, de la probabilité de condensation des molécules sur cette surface, de l'énergie d'adsorption et du taux de recouvrement; ceci dans le cas le plus simple d'un adsorbant homogène.

II .2.1.2 Isotherme de BRUNAUER, EMMET et TELLER (B.E.T)

Elle est basée sur l'hypothèse que l'adsorbant est recouvert de couches multimoléculaires (multicouches), ces auteurs RE.T [53] ont utilisé le postulat de Langmuir en supposant que:

- ✓ La chaleur d'adsorption dégagée à chaque couche, excepté pour la monocouche, est égale à la chaleur molaire de condensation.
- ✓ Excepté pour la monocouche, les conditions d'évaporation-condensation à la surface libre sont identiques.
- ✓ A la pression de saturation P_s , l'adsorption est entièrement due à la condensation Capillaire.

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

$$\frac{Pv}{w.(P_s - Pv)} = \frac{1}{w_0.C_B} + \frac{(C_B - 1).Pv}{w_0.C_B.P_s} \quad (2.2)$$

où Pv : pression de vapeur de l'adsorbat mesurée

P_s : pression de saturation à la température mesurée

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

W_0 : est le volume maximal adsorbable

Cette équation sert essentiellement pour la détermination de la surface spécifique et de la valeur de W_m à partir de la représentation linéarisée $\frac{P_v}{w.(P_s - P_v)}$ en fonction de $\frac{P_v}{P_s}$ (figure (2.4))

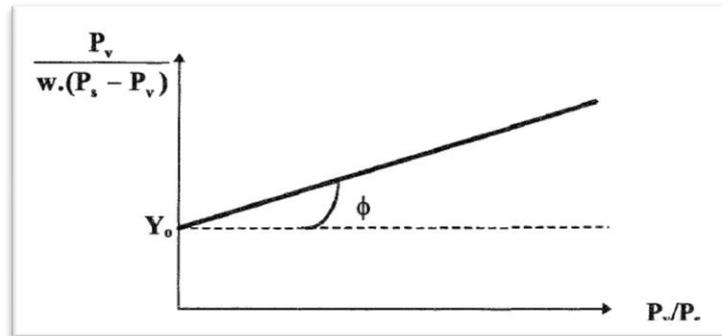


Figure 2.4 : Diagramme de RE.T

On calcule ainsi le volume maximal absorbable W_m et la constante C_B du couple utilisé à partir de la droite de pente $tg\phi = \frac{C_B - 1}{W_0 - C_B}$ et d'ordonnée à l'origine $Y_0 = \frac{1}{W_0 \cdot C_B}$ (Figure (2.4)).

II .2.2 Modèle phénoménologique

Ce modèle est une approche purement thermodynamique associant la notion de potentiel d'adsorption à celle du taux de remplissage.

II .2.2.1 Théorie du potentiel d'adsorption de POLANYI

Le gaz est supposé se comporter comme un gaz parfait, le film liquide à la surface de l'adsorbant est incompressible et l'énergie de formation de la surface liquide est supposée négligeable devant l'énergie d'adsorption..

Pour illustrer le calcul du potentiel d'adsorption de POLANYI, nous considérons un solide S placé dans une atmosphère de vapeur d'adsorbat à la pression P , (figure (2.5)).

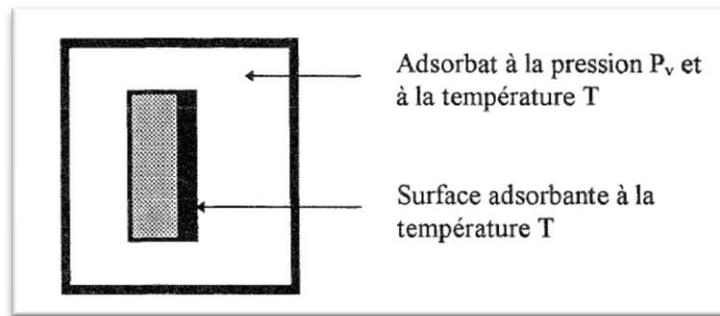


Figure 2.5 : Enceinte de Polanyi

Il est d'usage de définir le potentiel d'adsorption ε comme le travail accompli par les forces d'adsorption pour faire passer une mole d'adsorbat de la phase gazeuse à la phase adsorbée.

Le potentiel chimique μ_1 du liquide en équilibre avec sa vapeur est de la forme :

$$\mu_1 = R.T. \ln(P_s) \quad (2.3)$$

P_s est la pression de saturation à la température T ; R est la constante du gaz parfait.

Lorsque la phase adsorbée est loin de la saturation le potentiel chimique devient :

$$\mu_a = R.T. \ln(P_v) \quad (2.4)$$

P_v est la pression d'équilibre du gaz.

L'expression du potentiel d'adsorption de POLANYI [41], s'écrit :

$$\Delta G = \mu_1 - \mu_a = R.T. \ln \frac{P_s}{P_v}$$

ou encore

$$\varepsilon = R.T. \ln \frac{P_s}{P_v} \quad (2.5)$$

Le potentiel d'adsorption est donc défini comme étant l'écart d'énergie libre entre la phase gazeuse à la pression de saturation P_s , et la phase adsorbée à la pression d'équilibre du gaz P_v . La représentation de Polanyi [54] d'une coupe d'un système solide-gaz est illustrée par la (figure (2.6))

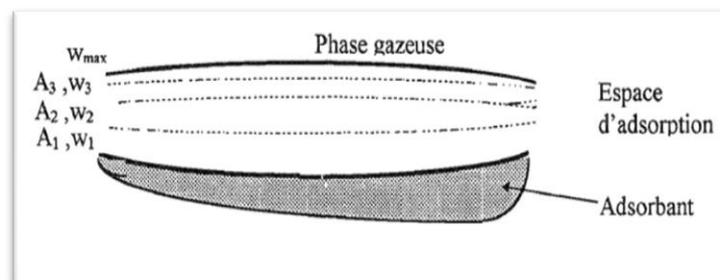


Figure 2.6 : Vue en coupe d'une couche adsorbée

Les lignes en pointillé représentent les points de même potentiel d'adsorption et définissent les surfaces équipotentielles $A_1, A_2, A_3, \dots, A_i, \dots$ qui délimitent les volumes $W_1, W_2, W_3, \dots, W_i, \dots, W_{\max}$. Cette dernière quantité, W_{\max} , représente l'espace entier d'adsorption.

Il est alors possible de définir une fonction de distribution, représentée par $w = f(\varepsilon)$, qui à chaque potentiel ε_i fait correspondre un volume w , délimité par une surface équipotentielle.

Le postulat de base de la théorie de POLANYI énonce que le potentiel d'adsorption est indépendant de la température de sorte que $w = f(\varepsilon)$ et qu'il devra être le même pour un couple adsorbant-adsorbat donné à toute température. Cette invariance s'exprime par :

$$\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial T}\right)_w = 0 \quad (2.6)$$

Plusieurs équations ont été proposées pour déterminer cette courbe caractéristique: $w = f(\varepsilon)$.

II .2.2.2 Equation de Dubinin et Radushkevich (D-R)

A partir du potentiel de Polanyi, Dubinin et Radushkevich [55] ont développé un modèle théorique rendant compte des masses d'adsorbat piégées à la surface d'un adsorbant microporeux.

Cette approche est basée sur deux hypothèses :

- ✓ le taux de remplissage θ est une fonction du potentiel de Polanyi :

$$\theta = \frac{W}{W_0} = f\left(\frac{\varepsilon}{\beta}\right) \quad (2.7)$$

où β est le coefficient d'affinité.

- ✓ la distribution des pores de l'adsorbant étant supposée Gaussienne, l'équation de D-R est alors donnée par:

$$\theta = \exp\left(-k \left(\frac{\varepsilon}{\beta}\right)^2\right) \quad (2.8)$$

où k est un paramètre qui régit l'étalement de la distribution des pores.

II.2.2.3 Equation de Dubinin et Astakhov (D-A)

Dubinin et Astakhov ont proposé une forme plus générale de l'équation d'adsorption, basée sur une distribution des pores du type de WEIBUL [57] plutôt que sur une distribution Gaussienne :

$$\theta = \exp\left(-\left(\frac{\varepsilon}{\beta \cdot E_0}\right)^n\right) \quad (2.9)$$

Où n varie de 1 à 1,8 pour le charbon actif AC35

et de 3 à 6 pour les Zéolithes.

E_0 est l'énergie libre d'adsorption de la vapeur de référence.

L'équation (2.9) s'écrit:

$$\theta = \exp\left(-\left(\frac{R \cdot T}{\beta \cdot E_0} \cdot \ln \frac{P_s}{P_v}\right)^n\right) \quad (2.10)$$

II .3 Expression de la masse adsorbée

A partir des équations (2.8) de D-R et (2.5) du potentiel de Polanyi on a:

$$\theta = \exp\left[-\frac{k}{\beta^2} R^2 \cdot T^2 \cdot \ln^2 \frac{P_s}{P_v}\right] \quad (2.11)$$

ou alors:

$$w = w_0 \exp\left[-D \cdot R^2 \cdot T^2 \cdot \ln^2 \frac{P_s}{P_v}\right] \quad (2.12)$$

Où

w : volume d'alcool adsorbé par unité de masse de charbon actif

w_0 : volume maximal adsorbable par unité de masse de l'adsorbant

T : Température d'équilibre d'adsorption et $D = k / \beta^2$.

Différents travaux [40],[57] ont montré que l'équation de Dubinin Radushkévich (D-R) rendait bien compte des phénomènes d'adsorption-désorption sur les charbons actifs.

Quand on tient compte de la dépendance de W_0 avec la température, l'équation de D-R prend la forme:

$$w(T) = w_0 \exp \left[-D \cdot R^2 \cdot T^2 \cdot \ln^2 \frac{P_s}{P_v} \right] \quad (2.13)$$

Cette équation peut s'exprimer en terme de masse adsorbée dans le générateur en introduisant la masse volumique ρ^* de la phase adsorbée [57], définie par rapport à une température de référence T_0 et à partir du coefficient de dilatation volumique de cette phase:

$$\alpha = - \frac{\partial (\ln \rho^*(T))}{\partial T} \quad (2.14)$$

α est supposé constant, d'où:

$$\rho^*(T) = \rho^*(T_0) \exp[-\alpha(T - T_0)] \quad (2.15)$$

La masse sorbée sera donnée par :

$$m(T) = w(T) \cdot \rho^*(T) = \rho^*(T_0) w_0 \exp \left[-\alpha(T - T_0) - D \cdot R^2 T^2 \cdot \ln^2 \frac{P_s}{P_v} \right] \quad (2.16)$$

Ou alors

$$m(T) = m_0(T_0) \exp \left[-\alpha(T - T_0) - D \cdot R^2 T^2 \cdot \ln^2 \frac{P_s}{P_v} \right] \quad (2.17)$$

m_0 représente la masse maximale adsorbable par unité de masse du charbon actif Celle-ci dépend non seulement du couple utilisé mais également de la température [57].

Le (tableau (2.2)) ci-dessous donne un ordre de grandeur pour quelques couples.

Tableau 2.2 : Constante mode l'équation de D-R en kg d'adsorbat / kg de charbon

Adsorbant-Adsorbat	Adsorption		Désorption	
	T_0 [K]	m_0 [Kg. Kg ⁻¹]	T_0 [K]	m_0 [Kg. Kg ⁻¹]
AC40/3-éthanol	431.7	0.5832	410.2	0.63254
AC40/3-méthanol	427.2	0.48052	400.0	0.92526
Norit Ri extra-éthanol	467.6	0.47288	429.5	0.62414
Norit Ri extra-méthanol	489.6	0.57234	769.2	0.70008
Picasolv T2-éthanol	353.9	1.0228	352.7	1.0873
Picasolv Tâ-méthanol	365.2	0.94955	351.5	1.2839

Dans le cas où la température de référence T_0 varie entre 10 et 50 °C, l'étude de sensibilité [5] montre que $m_0(T_0)$ varie peu avec la température.

Le (tableau (2.3 ,2.4)) récapitule les valeurs obtenues des caractéristiques m_0 , D , et α pour différents couples en adsorption et désorption.

Tableau 2.3 : Constantes de l'équation de D-R avec l'éthanol comme adsorbant

Adsorbant	$m_0[\text{Kg. Kg}^{-1}]$	$w_0 * 10^3[\text{m}^3. \text{Kg}^{-1}]$	$D * 10^9[\text{Kg}^2. \text{j}^2]$	$\alpha[\text{K}^{-1}]$
AC35/1,8	0.3471	0.4397	1.6012	0.0011
AC35/3	0.2922	0.3701	1.013	0.0011
AC30/3	0.27688	0.3507	0.5203	0.0011
AC40/3	0.42694	0.5298	2.552	0.0011
Picasolv	0.56907	0.7045	6.9058	0.0011

Tableau 2.4 : Paramètres de l'équation de D-R avec le méthanol comme adsorbant

<i>Adsorbant</i>	$m_0[\text{Kg. Kg}^{-1}]$	$w_0 * 10^3[\text{m}^3. \text{Kg}^{-1}]$	$D * 10^9[\text{Kg}^2. \text{j}^2]$	$\alpha[\text{K}^{-1}]$
<i>AC40/3</i>	0.4208	0.5223	3.729	0.0012
<i>NORIT RI EXTRA</i>	0.4504	0.5680	4.441	0.0012
<i>Picasolv</i>	0.5582	0.6933	3.831	0.0012

Les résultats expérimentaux obtenus à ce jour ne permettent pas de disposer d'une équation analytique unique du terme $m_0(T)$ [58]. Le problème posé par cette indétermination est la connaissance exacte de la chaleur isostérique de sorption.

II .4 Chaleur isostérique de sorption

On connaît l'expression du potentiel d'adsorption de Polanyi " ε " (2.5) et l'expression de D-R " θ " (2.8); la combinaison de ces deux équations et l'application de l'équation de Clausius Clapeyron donne :

$$\left[\frac{\partial \ln \left(\frac{P_s}{P_v} \right)}{\partial (T)} \right]_m = - \frac{q_{is} - L_v}{R \cdot T^2} \quad (2.18)$$

On obtient l'expression de la chaleur isostérique de sorption qui est de la forme suivante:

$$q_{is}(T) = L_v(T) + \varepsilon - T \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial T} \Big|_m \quad (2.19)$$

En remplaçant le potentiel de Polanyi par son expression donnée dans l'équation D-R, on a:

$$m = m_0 \cdot \exp \left(- \frac{k}{\beta^2} \cdot \varepsilon^2 \right) \quad (2.20)$$

On obtient:

$$q_{is}(T) = L_v(T) + T \cdot \frac{\beta^2}{2 \cdot k \cdot \varepsilon} \cdot \frac{\partial \ln m_0}{\partial T} \Big|_m \quad (2.21)$$

Par combinaison des équations (2.14) , (2.17) et (2.21), on obtient l'expression de la chaleur isostérique sous la forme suivante :

$$q_{is}(T) = L_v(T) + R \cdot T + \frac{2 \cdot 303}{\sqrt{\beta}} \cdot \left[\sqrt{\ln(\theta)} + \frac{\alpha \cdot T}{2} \cdot \frac{1}{\sqrt{\ln(\theta)}} \right] \quad (2.22)$$

II .5 Données thermophysiques des couples utilisés

II .5.1 Caractéristiques de l'adsorbant

L'adsorbant utilisé ici est le charbon actif AC35/3 dont les caractéristiques sont les suivantes:

a) Chaleur spécifique massique du charbon actif

La chaleur spécifique massique du charbon actif AC35/3 est donnée pour deux valeurs de températures [59] :

$$\text{à } T=30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad C_{p_s}=1020 \text{ [J.Kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}]$$

$$\text{à } T=100 \text{ } ^\circ\text{C} \quad C_{p_s}=1250 \text{ [J.Kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}]$$

b) Les porosités du charbon actif

Des mesures ont été effectuées pour déterminer les surfaces spécifiques et les volumes des pores supposés sphériques de rayon compris entre 8Å et 300Å [57].

La détermination précise des textures poreuses des charbons actifs est réalisée par porosimétrie au mercure et par porosimétrie à l'azote à 77.5 K .

Les résultats obtenus pour trois sortes de charbons actifs sont rassemblés

dans le (tableau (2.4)) .

Tableau 2.5 : Surface et volume poreux spécifiques

<i>Charbon actif</i>	<i>Volume spécifique [$\text{cm}^3 \cdot \text{g}^{-1}$]</i>	<i>Surface spécifique [$\text{cm}^2 \cdot \text{g}^{-1}$]</i>
<i>AC40/3</i>	0.632	951.5
<i>NORITRIEXTRA</i>	0.7315	1144.2
<i>PICASOLV</i>	0.7315	969.7

En ce qui concerne la porosité du charbon actif AC 35/3, L.ONYEBUEKE [59] a effectué des expériences pour déterminer la porosité totale qui est de l'ordre de 0,72 à la précision de 1%.

c) Les conductivités thermiques apparentes

La conductivité thermique apparente est sensible à la variation de la température et de la pression locale. Des résultats expérimentaux sur des charbons actifs sous vide ont été obtenu [59].

La conductivité thermique apparente est exprimée par les expressions analytiques suivantes:

- **en fonction de la température Tableau (2.4) :**

$$\lambda = a + b.T + c.T^2 \quad (2.23)$$

- **en fonction de la pression de vapeur de l'adsorbat Tableau(2.4) :**

$$\lambda = a + b.\ln P + c.\ln P^2 + d.\ln P^3 + e.\ln P^4 \quad (2.24)$$

Tableau 2.6 : Conductivité thermique apparente en fonction de la température

	λ [W.m ⁻¹ .°C ⁻¹]	a	b	c
AC35/3	Porosité $\varepsilon=0.72$	0.0318	$1.872 \cdot 10^{-4}$	$7.407 \cdot 10^{-7}$
AC35/1.8	Porosité $\varepsilon=0.7$	0.0227	$2.661 \cdot 10^{-4}$	$1.793 \cdot 10^{-7}$

Tableau 2.7 : Conductivité thermique apparente en fonction de la pression

	λ [W.m ⁻¹ . °C ⁻¹]	a	b	c	d	e
Méthanol	T=27°C	0.0972	0.008	$7.122 \cdot 10^{-4}$	$-7.49 \cdot 10^{-5}$	$-5.822 \cdot 10^{-6}$
	T=60°C	0.1156	0.0089	$-1.2257 \cdot 10^{-4}$	$-1.013 \cdot 10^{-4}$	$5.671 \cdot 10^{-6}$
Ethanol	T=27°C	0.0963	0.0077	$7.685 \cdot 10^{-4}$	$-6.879 \cdot 10^{-5}$	$-8.338 \cdot 10^{-6}$
	T=60°C	0.114	0.0087	$1.408 \cdot 10^{-5}$	$-1.042 \cdot 10^{-4}$	$3.975 \cdot 10^{-6}$

d) Les diffusivités du charbon actif

Le problème de transfert de masse à l'intérieur d'un grain de charbon est donc celui de la diffusion à la littérature [60], on peut proposer une diffusivité effective associée à la bidispersion du grain :

$$D_e = \frac{R^2}{r_{eff}^2} \left(\frac{\rho_p}{\rho_{\mu p}} \right) D_{\mu} \tag{2.25}$$

R est rayon du grain, ρ_b est la masse volumique apparente du grain.

Pour identifier D_{μ} , on s'appuiera sur la formule déduite par [57] :

$$D_{\mu} = D_{\infty} \exp\left(-A_1 \cdot \frac{M_1}{4}\right) \tag{2.26}$$

Ou D_{∞} est la diffusivité corrigé, A_1 est une constante de diffusion et $\frac{M_1}{4}$ est la masse totale adsorbée moyenne correspondant à 25% de θ . Les valeurs des constantes sont déduites de [57].

$$D_e = \beta D_\infty \frac{R^2}{r_{eff}^2} \left(\frac{\rho_p}{\rho_{\mu p}} \right) \exp(A_1(0.25\theta)) \quad (2.27)$$

Ou β est le coefficient de correction résultant de l'ajustement.

II.5.2 Caractéristiques de l'adsorbat

Les liquides utilisés comme adsorbat dans notre système sont le méthanol et l'éthanol. Les caractéristiques thermophysique nécessaires pour le calcul du bilan thermique et du coefficient de performance de la machine regroupent la chaleur latent, la masse volumique du liquide et de la vapeur, le coefficient de dilatation volumique et la conductivité thermique du liquide [61].

L'enthalpie du liquide saturant est obtenue par intégration de la chaleur spécifique du liquide:

$$H1(T) = \int Cp_1(T)dT \quad (2.28)$$

Le coefficient de dilatation volumique du liquide est calculé à partir de la densité du liquide:

$$\alpha(T) = \left(\frac{\partial \ln \rho(T)}{\partial T} \right)_p \quad (2.29)$$

Pour le méthanol:

- Expression de la chaleur latente (kJ.kg^{-1}) en fonction de la température T (K) :

$$L(T) = 654.23 + 4.3956T - 8.5436 \cdot 10^{-3}T^2 - 1.7968 \cdot 10^{-6}T^3 \quad (2.30)$$

- Expression de la pression saturante en fonction de la température T(K) :

$$\ln(P) = 8.2641 - 0.18785T + 7.7686 \cdot 10^{-4}T^2 - 8.6669 \cdot 10^{-7}T^3 \text{ en (bar)} \quad (2.31)$$

- Expression de la chaleur spécifique du liquide ($\text{kJ.kg}^{-1}.\text{°C}^{-1}$) en fonction de la température T(K)

$$Cp_1(T) = 2.1167 + 0.23261T - 5.0556 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 + 3.9815 \cdot 10^{-3} \cdot T^3 \quad (2.32)$$

- Expression de la masse volumique du liquide (kg.m^{-3}) en fonction de la température T(K)

$$\rho_1(T) = 917.35 + 4.1898 \cdot 10^3 \cdot T - 1.4679 \cdot 10^{-3}T^2 \quad (2.33)$$

Pour l'éthanol:

- Expression de la chaleur latente (kJ.kg⁻¹) en fonction de la température T (K):

$$L(T) = 1696.537 - 3.695T - 9.98443.10^{-3}.T^2 - 7.889.10^{-5}T^3 - 1.1428.10^{-7}T^4 \quad (2.34)$$

- Expression de la pression saturante en fonction de la température T(K) :

$$\ln(P) = 41.789 - 0.51221T + 1.7783.10^{-3}T^2 - 1.8758.10^{-6}T^3 \text{ en (bar)} \quad (2.35)$$

- Expression de la chaleur spécifique du liquide (kJ.kg⁻¹.°C⁻¹) en fonction de la température T(K)

$$Cp_l(T) = 0.99776 + 4.3551.10^{-3}T - 8.750.10^{-6}T^2 \quad (2.36)$$

- Expression de la masse volumique du liquide (kg.m⁻³) en fonction de la température T(K)

$$\rho_l(T) = 1897.3 + 11.815.10^{-3}T + 4.0375.10^{-2}T^2 - 5.1241.10^{-5}T^3 \quad (2.37)$$

Les tableaux (2.8) et (2.9) résument toutes les caractéristiques du méthanol et de l'éthanol.

Tableau 2.8 : Caractéristiques thermophysiques du méthanol

Température (°C)	Chaleur latente (kJ/kg)	Masse volumique liquide (kg/m ³)	Masse volumique vapeur (kg/m ³)	Conductivité du liquide (W/m°C)	Chaleur massique liquide Cp _l (kJ/kg°C)	Chaleur massique vapeur Cp _v (kJ/kg°C)	Pression de vapeur (bar)
-50	1194	843.5	0.01	0.21	2.3	1.2	0.01
-30	1187	833.5	0.01	0.208		1.27	0.02
-10	1182	818.7	0.04	0.206		1.34	0.04
0					2.42		
10	1175	800.5	0.12	0.204		1.4	0.10
20					2.46		
30	1155	782	0.31	0.203	2.49	1.47	0.25
40					2.52		
50	1125	764.1	0.77	0.202	2.55	1.54	0.55
70	1085	746.2	1.47	0.201		1.61	1.31
90	1035	724.4	3.01	0.199		1.79	2.69
110	980	703.6	5.64	0.197		1.92	4.98
130	920		0.195	0.195		1.92	7.86
150	850	653.2	15.9	0.193	3.806	1.92	8.94

Tableau 2.9 : Caractéristiques thermophysiques de l'éthanol

Température (°C)	Chaleur latente (kJ/kg)	Masse volumique liquide (kg/m ³)	Masse volumique vapeur (kg/m ³)	Conductivité du liquide (W/m°C)	Chaleur massique liquide C _l (kJ/kg°C)	Chaleur massique vapeur C _v (kJ/kg°C)	Pression de vapeur (bar)
-50					1.884		
-30	939.4	825.0	0.02	0.177		1.25	0.01
-10	928.7	813.0	0.03	0.173		1.31	0.02
0					2.42		
10	904.8	798.0	0.05	0.170		1.37	0.03
20					2.47		
30	888.6	781.0	0.38	0.168		1.44	0.1
40					2.721		
50	872.3	762.2	0.72	0.166	2.805	1.51	0.29
70	858.3	743.1	1.32	0.165		1.58	0.76
80					2.981		
90	832.1	725.3	2.59	0.163		1.65	1.43
110	768.6	704.1	5.71	0.160		1.72	2.66
120					3.806		
130	734.4	678.7	9.25	0.159		1.78	4.3

Chapitre III

Modélisation mathématique du réacteur solaire

Introduction

Dans une machine frigorifique solaire à adsorption, le réacteur représente l'élément le plus sensible de point de vue énergétique. L'accroissement des performances de la machine est conditionné par la qualité de transfert thermique dans ce dernier.

Le caractère dynamique de fonctionnement des cycles à adsorption et la faible conductivité thermique de l'adsorbant, font que le réacteur de la machine est à tout instant dans un état transitoire et non uniforme. Donc, les propriétés du milieu réactif (adsorbant/adsorbat) dépendent fortement du temps et de la localisation. De ce fait, dans ce chapitre nous présentons un modèle décrivant le transfert de chaleur et de masse dans un réacteur solaire tubulaire utilisant le couple charbon actif AC-35/méthanol.

III.1 Conductivité thermique effective

L'écriture des équations du bilan énergétique des différentes phases existant dans les milieux poreux implique deux conductivités thermiques distinctes, dont les valeurs ne sont pas celles des phases solides ou fluides. Cependant, lorsque les températures des phases solides et fluides sont voisines, une seule grandeur est utilisée. Elle caractérise l'ensemble du milieu poreux : la conductivité thermique équivalente ou effective.

Généralement, cette conductivité dépend principalement de la conductivité thermique et de la morphologie de chaque phase présentée dans le milieu poreux.

III.2 Cinétique de transfert de masse

La cinétique d'adsorption d'un gaz par un solide poreux constitue un facteur important dans le fonctionnement d'une machine à adsorption. En effet, le transfert de chaleur induit à l'intérieur du milieu poreux un transfert de masse. Ainsi, les zones (couches) les plus chaudes vont désorber du méthanol qui ira s'adsorber sur des zones (couches) plus froides. Cette migration de masse contribue au transfert thermique et influence la distribution de température dans le sens d'une plus grande homogénéité [62].

Le transfert de chaleur dans le milieu poreux induit un transfert de masse, qui lui même affecte le mécanisme de transfert de chaleur. Ce type de couplage entre le transfert de chaleur et de masse connu par « thermograviduct effet ».

En considérant ces phénomènes suscités, il est nécessaire de décrire avec précision la cinétique de transfert de masse. Ce phénomène a été traité par un grand nombre de modèles simplifiés. Il peut se faire par différents mécanismes. Il dépend des propriétés physiques et géométriques du milieu poreux telles que la dimension des pores ou la concentration d'adsorbat. Dans ce chapitre, nous présentons les modèles les plus importants:

III. 2.1 Modèle d'équilibre

Ce modèle considère une grande vitesse de diffusion de la matière dans les pores. Dans ce cas, on peut écrire qu'à chaque instant t , la quantité de matière en phase adsorbée $m(t)$ est celle donnée par l'isotherme m_e :

$$m(t) = m_e \quad (3.1)$$

Ce type de modèle est utilisé lorsqu'une recherche analytique de solutions aux équations régissant le phénomène d'adsorption est désirée.

III. 2.2 Modèle de cinétique interne du premier ordre (LDF)

En supposant que la cinétique n'est plus instantanée mais est dépendante du gradient de masse existant entre la masse actuelle de la phase adsorbée m et celle à l'équilibre m_e . L'équation régissant la cinétique s'écrit:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = k(m_e - m(t)) \quad (3.2)$$

Puisque le gradient est supposé linéaire, ce modèle porte le nom de LDF (Linear Driving Force). Ce modèle est largement utilisé par différents auteurs [62].

La constante K de l'équation (3.2), représente le coefficient de transfert de masse effectif à l'intérieur des pores. La définition de ce coefficient nécessite la connaissance des différentes conditions qui limitent la cinétique (diffusion moléculaire à haute pression, diffusion de Knudsen à basse pression [63]).

En générale, une approche simplifiée est utilisée, elle consiste à prendre pour K la valeur:

$$k = \frac{15D_e}{R_p^2} \quad (3.3)$$

R_p est le rayon de la particule d'adsorbant.

D_e est la diffusivité effective, elle varie avec la température conformément à l'équation d'Arrhenius:

$$D_c = D_0 \exp(-E_a/RT) \quad (3.4)$$

Où:

E_a représente l'énergie d'activation du processus de diffusion.

D_0 est un facteur pré-exponentiel.

L'équation régissant la cinétique de transfert de masse s'écrit finalement sous la forme :

$$\frac{dm}{dt} = \frac{15D_0}{r^2} \exp(-E_a/RT) (m_e - m) \quad (3.5)$$

III. 2.3 Modèles de diffusion

Le transfert de matière entre la phase gazeuse et la phase adsorbée suit plusieurs étapes:

- diffusion interne;
- diffusion externe, passage dans la couche limite entourant le grain;
- adsorption proprement dite.

Le mécanisme de diffusion interne est lui-même la résultante de plusieurs phénomènes de migration:

- diffusion moléculaire;
- diffusion de Knudsen;
- diffusion de surface;
- écoulement de Poiseuille dans le cas de pores larges.

Ces phénomènes sont généralement représentés par un seul paramètre: la diffusivité effective D_e . Selon l'importance de l'un ou l'autre de ces mécanismes de diffusion, plusieurs modèles simplifiés représentent la cinétique de transfert de matière global entre la phase gazeuse et la phase adsorbée citons par exemple les modèles suivants [64]

- Cas où le transfert externe est dominant:

Le bilan de matière entre le flux à travers la couche limite externe et l'accumulation dans le grain, donne:

$$\frac{3}{R_p} k(c - c_p) = \frac{\partial m}{\partial t} + \varepsilon_p \cdot \frac{\partial C_p}{\partial t} \quad (3.6)$$

Avec:

R_p est le rayon de la particule.

K est le coefficient de transfert de masse dans la couche limite.

C est la concentration de la phase gazeuse.

C_p est la même concentration à la surface du grain.

ε_p est la porosité intragranulaire.

- Cas où la diffusion de surface est dominante:

Dans ce cas, le bilan de matière sur le gaz, le grain et la couche limite entourant le grain donne:

$$D_s \left[\frac{\partial^2 m}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial m}{\partial r} \right] = \frac{\partial m}{\partial t} \quad (3.7)$$

Avec:

D_s est la diffusivité de surface

r est l'abscisse à l'échelle de la particule

- Cas où la diffusion macroporeuse est dominante:

Si la diffusion de surface ne contribue que faiblement au transport de matière, alors on a:

$$D_e \left[\frac{\partial^2 c_p}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \cdot \frac{\partial c_p}{\partial r} \right] = \frac{\partial m}{\partial t} + \varepsilon_p \cdot \frac{\partial c_p}{\partial t} \quad (3.8)$$

D_e est la diffusivité effective.

III.3 Modélisation mathématique du transfert de chaleur et de masse dans le réacteur solaire

Rappelons que le réacteur solaire que nous allons simuler (figure (3.1)) se trouve dans une machine frigorifique à adsorption. Il est relié alternativement à un condenseur et à un évaporateur .

Ce réacteur est de type modulaire. Il est constitué de plusieurs tubes en cuivre. Cette configuration répond mieux aux critères de facilité de construction. L'adsorbant solide (charbon actif AC-35) est emprisonné dans l'espace défini entre un film grillage cylindrique et la paroi interne de chaque tube (entre R_1 et R_2). L'espace central formé par la grille cylindrique n'est occupé que par la vapeur du méthanol. Cette configuration permet une répartition homogène de la vapeur dans le milieu poreux sur toute la longueur de chaque tube. Les tubes sont reliés entre eux par un assembleur de gaz (voir figure (3.2)). Ce dernier assure le transfert du méthanol vers le condenseur ou vers l'évaporateur.

Le réacteur est enfermé dans un capteur solaire plan ordinaire, constitué d'une isolation arrière et latérale et d'une couverture transparente .

Les réacteurs solaires utilisés dans les machines frigorifiques solaires à adsorption, sont construits selon le même concept que les capteurs solaires plans simples disponibles dans le commerce pour le chauffage de l'eau sanitaire. Cependant, les tubes de cuivres dans lesquels circule l'eau par ces capteurs commerciaux sont ici remplacés par des tubes en cuivre contenant un mélange réactif (charbon actif AC-35/méthanol).

Le chauffage du réacteur solaire s'effectue par l'énergie solaire, cette dernière est convertie en chaleur sur la face avant du réacteur, ce flux de chaleur à son tour est transmis par conduction aux parties métalliques des tubes et par conséquent au milieu réactif.

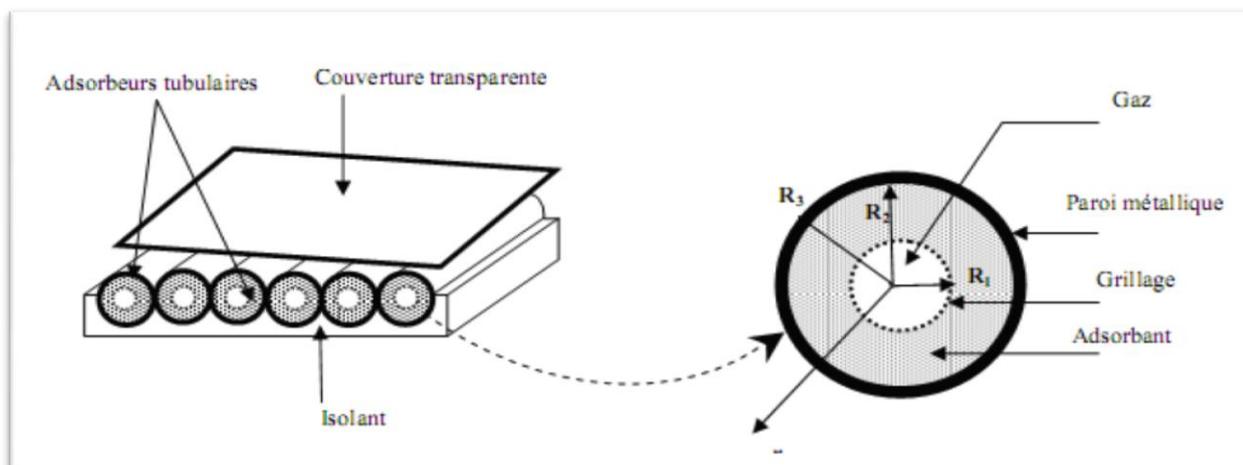


Figure 3.1 : Schéma du réacteur solaire étudié

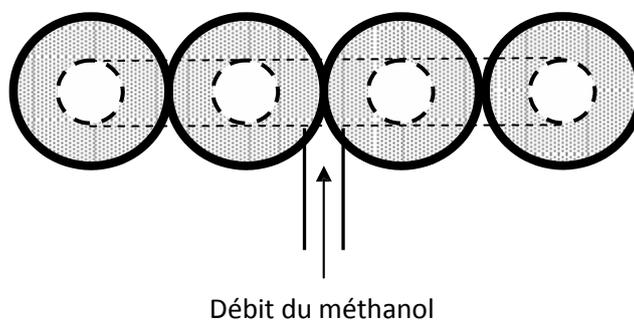


Figure 3.2: Schématique de l'assembleur de gaz

Le processus de transfert de chaleur et de masse dans ce milieu poreux dans chaque tube peut être décrit comme suit:

III.3.1 Hypothèses du modèle

Plusieurs hypothèses simplificatrices ont été supposées pour simplifier les équations régissant le processus de transfert de chaleur et de masse dans chaque tube:

- 1) Les trois phases (solide, adsorbée et gazeuse) sont considérées comme étant, en chaque point, en équilibre thermodynamique, ce qui permet de ne définir qu'une température unique équivalente T pour ces trois phases et de remplacer le milieu réactif par un milieu continu équivalent caractérisé donc par une conductivité thermique équivalente k .
- 2) Compte tenu du faible débit du méthanol, le transfert de chaleur convectif dans la phase vapeur est négligé.

3) Les pertes de charge sont négligeables dans le milieu poreux, donc à chaque instant t , la pression du méthanol est uniforme dans le réacteur, mais elle peut cependant varier au cours du temps ($grad P = 0$).

4) Résistance au transfert de masse dans les micro et les macro - pores et dans les espaces interstitielles négligeable.

5) Le transfert de chaleur est supposé unidimensionnel, suivant le rayon du tube cylindrique.

La distribution de température est donc radiale.

6) Exception de l'adsorbat, les propriétés physiques de l'adsorbant et les parois métalliques de l'adsorbeur sont considérées constantes.

7) On néglige les pertes des parois latérales du réacteur solaire.

8) Les parois des tubes adsorbants sont homogènes, donc les propriétés thermodynamiques sont les mêmes dans tous les points.

9) Chaleur spécifique du méthanol dans la phase adsorbée égale à celle de la phase liquide.

10) Durant les phases désorption- condensation et évaporation – adsorption, la pression est égale la pression de saturation à la température de condensation et à la température d'évaporation, respectivement.

III.3.2 Systèmes d'équations

En considérant les hypothèses suscitées, les équations régissant à l'échelle macroscopique le transfert couplé de chaleur et de masse dans le tube adsorbant permettent d'écrire:

IV.3.2.1.Équation de conservation d'énergie

Le comportement transitoire des températures dans le milieu réactif est traduit par l'équation de conservation d'énergie, qui s'écrit à la position r et à l'instant t par l'équation suivante [65] :

$$\rho_2(Cp_2 + m Cp_l) \frac{\partial T}{\partial t} = k \left[\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] + Q(r, t) \quad (3.9)$$

$Q(r, t)$ représente le spatio-temporel terme source de chaleur provenant de la chaleur d'adsorption (ou de désorption).

ρ_2 représente la densité de l'adsorbant.

C_{p2} représente la chaleur spécifique de l'adsorbant.

III.3.2.2 Équations de conservation de masse

L'équation de transfert de masse est obtenue en tenant compte les deux hypothèses 3 et 4 [66]:

$$\rho_2 \frac{\partial m}{\partial t} = Q' \tag{3.10}$$

Q' représente le terme source de masse d'adsorption (ou de désorption), est relié avec la chaleur isostérique d'adsorption par l'équation suivante:

$$Q = q_{st} Q' = \rho_2 q_{st} \frac{\partial m}{\partial t} \tag{3.11}$$

Donc, l'équation générale de conservation d'énergie combinée à l'équation de conservation de masse devient:

$$\rho_2 \left(C_{p2} + m C_{p1} \right) \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \rho_2 q_{st} \frac{\partial m}{\partial t} \tag{3.12}$$

Il est à noter que :

Durant la phase de désorption [67]

$$Q(r, t) = +\rho_2 q_{st} \frac{\partial m}{\partial t} \tag{3.13}$$

Où: $q_{st} > 0$ et $\frac{\partial m}{\partial t} < 0$

Donc, $Q(r, t)$ durant la désorption, représente un terme de puit.

Durant la phase d'adsorption [67]:

$$Q(r, t) = -\rho_2 q_{st} \frac{\partial m}{\partial t} \tag{3.14}$$

Où: $q_{st} < 0$ et $\frac{\partial m}{\partial t} > 0$

Donc, $Q(r, t)$ durant l'adsorption, représente un terme de source.

Comme nous l'avons déjà signalé au chapitre II, nous utilisons le modèle de Dubinin pour le calcul de la masse adsorbée en fonction de la température et de la pression. Nous rappelons ici la principale équation de ce modèle:

$$m = w_0 \rho_l(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^n \right] \quad (3.15)$$

La différentiation de l'équation (3.15) donne:

$$\frac{\partial m}{\partial t} = n D m T^n \left(\ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^{n-1} \left[\frac{d \ln P}{dt} - \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{\partial T}{\partial t} \right] \quad (3.16)$$

Où, nous avons introduit l'équation de Clapeyron:

$$\left(\frac{\partial \ln P}{\partial T} \right)_m = \frac{q_{st}}{RT^2} \quad (3.17)$$

La substitution de l'équation (3.16) dans l'équation (3.12), on obtient l'équation finale de transfert de chaleur et de masse dans le milieu réactif:

$$\rho_2 \left(C_{p_2} + m C_{p_l} + \frac{b q_{st}^2}{RT^2} \right) \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \rho_2 q_{st} \frac{d \ln P}{dt} \quad (3.18)$$

$$\text{Où} \quad b = n D m T^n \left(\ln \frac{P_s(T)}{P} \right)^{n-1} \quad (3.19)$$

III.4 Introduction à la modélisation du problème en question

La convection thermique est définie comme un transport de l'énergie interne par le mouvement d'un fluide. On distingue deux types de convection: la convection naturelle et la convection forcée. la convection naturelle est mouvement dont l'origine est déséquilibre thermique, ce mouvement disparaît lorsque les gradients de température sont nuls. au contraire, en convection forcée, l'écoulement persiste même si on annule ces gradients.

On s'intéresse ici une configuration de convection d'un fluide (air) autour d'un cylindre coaxial, où un gradient de température est imposé à l'intérieur du cylindre. On trouve des exemples d'applications d'une telle configuration dans les capteurs solaires.

L'écoulement de la convection autour d'un cylindre coaxiale a souvent constitué un problème test pour comparer les divers algorithmes numériques utilisés pour intégrer les équations de Navier-stokes.

Le but de ce travail est de trouver et comparer des résultats par le logiciel Fluent à ceux de références proposés.

II.4.1 Géométrie et conditions aux limites :

Une condition d'adhérence est appliquée aux parois solides, le parcours du cylindre. La paroi du cylindre à une température $T_p=395$ °K, la vitesse de l'écoulement est ($v=2$ m/s), Le fluide considéré est l'air .les valeurs de constantes physiques sont les suivants:

Tableau 3.1 : propriétés de fluide

Masse volumique ρ_0	1.2928 kg.m^{-3}
Température de référence T_0	273 °K
Viscosité dynamique μ	$1.719.10^{-5} \text{ kg.m}^{-1}.\text{s}^{-1}$
Conductivité thermique λ	$0.02373 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Chaleur spécifique C_p	$1.0036.10^3 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
Coefficient d'expansion thermique β	$3.663.10^{-3} \text{ K}^{-1}$
Constante de gravitation g	9.81 m.s^{-2}
Diffusivité thermique $\alpha=\lambda/ \rho_0. C_p$	$1.83.10^{-5} \text{ m}^2.\text{s}^{-1}$

Tableau 3.2 : Propriétés physiques d'un cylindre en l'aluminium

Point de fusion	658 degrés
Point d'ébullition a la pression atmosphérique	1800
Densité de l'aluminium	2.70
Coefficient de dilatation linéaire	23.10^{-6}
Chaleur spécifique (de 15 a 100 degrés)	0.217 calories
Conductivité thermique a 0 degrés	92 cal/g
Poids atomique	27

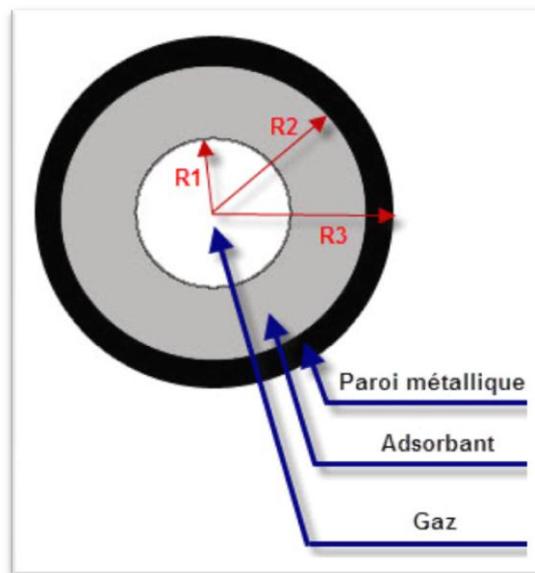


Figure 3.3 : Géométrie d'un élément absorbant

Tableau 3.3 : Propriétés Géométriques d'un élément absorbant

Longueur de l'adsorbant	L_t	1	m
Rayon de la grille métallique	R_1	0.01	m
Rayon intérieur de l'adsorbant	R_2	0.03	m
Rayon extérieur de l'adsorbant	R_3	0.032	m

✚ Conditions aux limites :

h est le coefficient d'échange convectif entre le milieu réactif et les parois du tube adsorbeur.

T_w est la température des parois métalliques du tube adsorbeur correspondant à $r = R_3$.

Elle est supposée uniforme.

Pour $r = R_3$:

Le bilan énergétique au niveau de la paroi du réacteur de diamètre externe D_3 et interne D_2 (à l'interface $r = R_3$) est donné par:

$$C_{p_w} \rho_w V_w \frac{\partial T_w}{\partial t} = \tau_v \alpha_w G(t) D_3 L_t - U_L \pi D_3 L_t (T_w - T_{amb}) - h \pi D_2 L_t (T_w - T_{r=R_2}) \quad (3.20)$$

Avec:

ρ_w est la densité des parties métallique de l'adsorbeur.

C_w est la chaleur spécifique des parois métalliques de l'adsorbeur.

V_w est le volume du tube adsorbeur.

$G(t)$ est le rayonnement solaire journalier.

τ_v est la transmissivité de la vitre de la couverture transparente.

α_w est le coefficient d'absorption des parois métalliques de l'adsorbeur.

L_t est la longueur du tube adsorbeur.

U_L est le coefficient global des pertes thermiques, donné par:

$$U_L = U_{top} + U_{bot} + U_{sid} \quad (3.21)$$

U_{top} , U_{bot} et U_{side} sont respectivement, le coefficient des pertes thermiques vers l'avant, vers l'arrière et latérale du réacteur solaire.

III.4.2 Conditions supplémentaires

L'ensemble des équations de (3.9) jusqu'à (3.21) avec les conditions initiales et aux limites discutées auparavant ne sont pas suffisantes pour résoudre le problème considéré. Donc, nous nous avons besoin d'une condition supplémentaire pour déterminer la pression au sein du réacteur. Cette condition est décrite par le principe de fonctionnement du cycle à adsorption: Durant les phases isostériques (phase de chauffage isostérique et de refroidissement isostérique), le réacteur est isolé sur lui-même, la variation de la masse totale du méthanol adsorbée dans le réacteur solaire est nulle. Cette condition donc s'exprime par:

$$\frac{d}{dt} \iint m r dr dz = 0 \quad (3.22)$$

L'application de l'équation (3.22) sur l'équation (3.16) avec l'hypothèse 3, permet de donner la condition sur la pression sous la forme suivante:

$$\frac{d \ln P}{dt} = \frac{\iint b \frac{q_{st}}{RT^2} \frac{dT}{dt} r dr dz}{\iint b r dr dz} \quad (3.23)$$

En revanche, pendant la période de désorption –condensation ou évaporation – adsorption, la pression est imposée par la pression du condenseur ou la pression de l'évaporateur, respectivement. Ceci permet de simplifier l'équation générale de transfert de chaleur et de masse durant les deux phases isobariques à l'équation suivante:

$$\rho_2 \left(C_{p_2} + m C_{p_l} + \frac{b q_{st}^2}{RT^2} \right) \frac{\partial T}{\partial t} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.24)$$

La méthode de résolution du système d'équations qui décrit le comportement transitoire du réacteur solaire est purement numérique, basée sur la discrétisation des équations de conservation d'énergie combinée à l'équation de conservation de masse ainsi que la discrétisation des conditions aux limites et supplémentaires durant les différentes périodes du cycle.

Conditions météo région Biskra

Vitesse moyenne = 2 m/s , Température moyenne= 25°C

 Mise en équation

On suppose que les équations gouvernant cet écoulement sont les équations de Navier-stockes d'un fluide incompressible à propriétés physiques constantes, qui s'écrivent comme suite:

- ✓ L'équation de conservation de la masse dans une approche non-conservative réduite aux cas d'écoulements incompressibles est la suivante:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{(\rho \partial u_j)}{\partial x_j} = 0$$

- ✓ L'équation de la quantité du mouvement:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + u_j \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial p}{\partial x_j} + \nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j x_j}$$

- ✓ L'équation de la conservation d'énergie

$$\rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} + u_j \cdot \frac{\partial T}{\partial x_j} = k \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x_i x_i}$$

Chapitre IV

Résultats et Interprétation

IV.1 Simulation Par Fluent

Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides. Ce logiciel est juste le solveur, il ne maille pas le système. Le maillage doit être réalisé avec un mailleur, (Gambit) par exemple qui est réalisé par le même éditeur. Le paramétrage se fait par une interface graphique. Ce logiciel permet la mise en place de script pour automatiser les processus de calcul. Fluent est sans doute le logiciel de simulation numérique de mécanique des fluides le plus abouti du marché. Il est même depuis peu intégré dans la fameuse suite de logiciel de simulation ANSYS. Sa force vient du très grand nombre de modèles disponibles, pouvant faire face à de très nombreux aspects de la mécanique des fluides : Ecoulement diphasique (miscible, non miscible, cavitation, solidification), turbulence (LES, KE, Kw, SA, Reynolds stress...), combustion (pré mélangé et non pré mélangé), transport de particules, écoulement en milieux poreux, maillages mobiles et dynamiques avec reconstruction du maillage...Les schémas temporels et spatiaux peuvent de plus être modifiés pour améliorer la convergence. Il est de plus parallélisé et permet donc de tirer parti de systèmes multiprocesseurs aussi bien au sein d'une seule machine qu'en réseau (cluster, dualcore, plateforme multi CPU).

Les Travaux Pratiques proposés ont pour objet de présenter les logiciels GAMBIT (un mailleur) et FLUENT (un solveur des équations de Navier-Stokes), de faire des "expériences numérique" sur la simulation des écoulements "élémentaires" et d'analyser les résultats. On étudiera quelques exemples d'écoulements simples à la résolution d'un problème, et de valider nos résultats numériques en les comparant aux solutions analytiques. Le logiciel Fluent est basé sur la méthode des volumes finis, qui permet la résolution des équations qui régissent les écoulements (équation de conservation de la masse, équation de quantité de mouvement, équation de l'énergie). Fluent est associé à Gambit, à l'aide duquel on va définir la géométrie, le maillage, et les conditions aux limites. Après une brève présentation du problème, nous allons suivre les étapes suivantes :

- ✓ Créer la géométrie en GAMBIT,
- ✓ Mailler la géométrie en GAMBIT,
- ✓ Mettre en place les TYPES DE CONDITIONS AUX LIMITES, 'Boundary Types', en GAMBIT,
- ✓ Mettre en place du problème sous FLUENT,
- ✓ Résoudre,
- ✓ Analyser les résultats,
- ✓ Raffiner le MAILLAGE.

Dans cette partie, on analyse par simulation numérique l'écoulement avec un transfert de chaleur d'un absorbeur dont la configuration géométrique ,cylindre coaxiaux en aluminium.

Le maillage utilisé est bien raffiné près des parois. Des mailles triangulaires, quadrilatères ou mixtes ont été utilisées. Pour notre cas, nous avons opté pour un maillage triangulaire afin de mieux contrôler le maillage dans les zones critiques de l'écoulement (près de la paroi). Où on placera un maillage condensé de type couche limite thermique(voir figure 1 et 2).

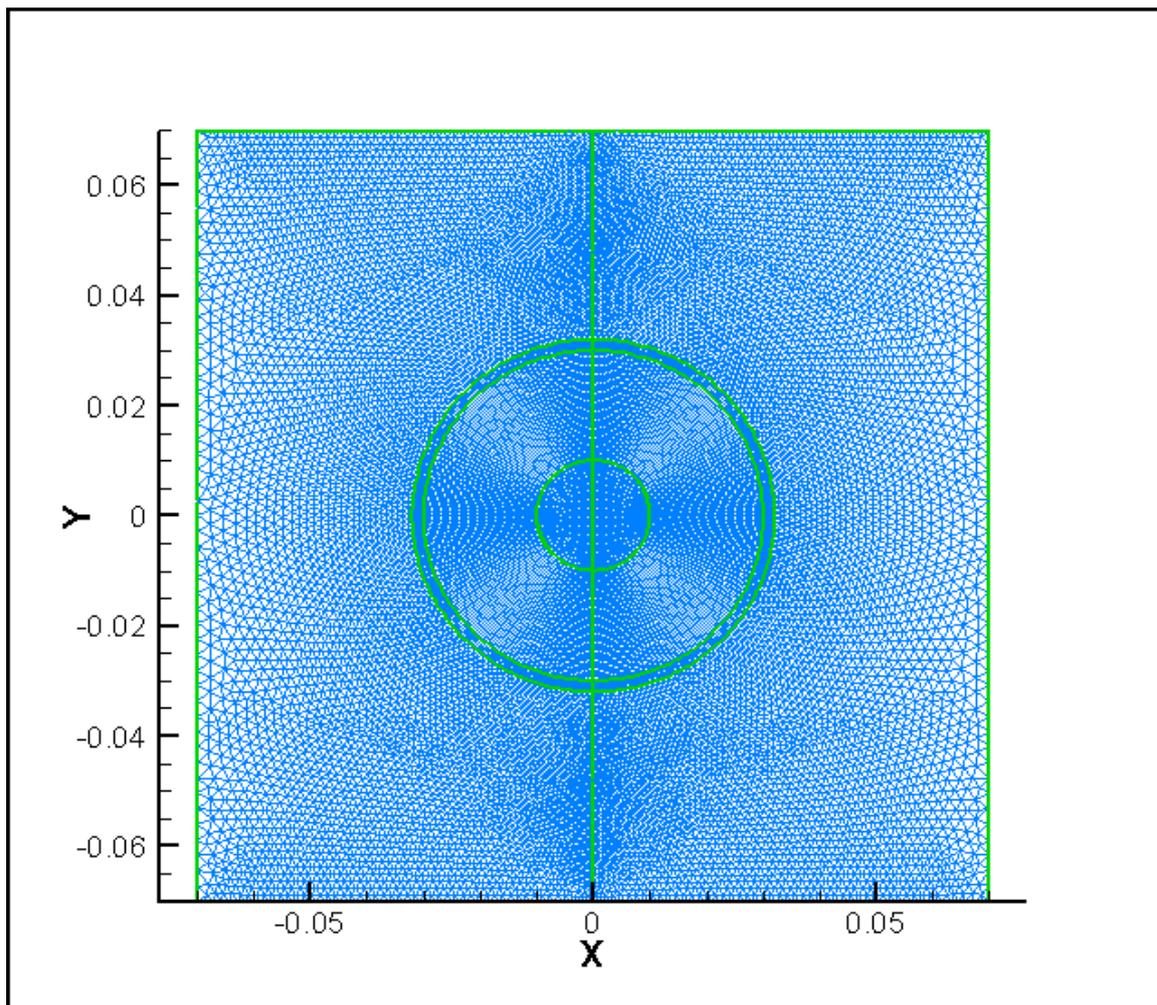


Figure 4.1 : Maillage d'un élément d'un absorbeur

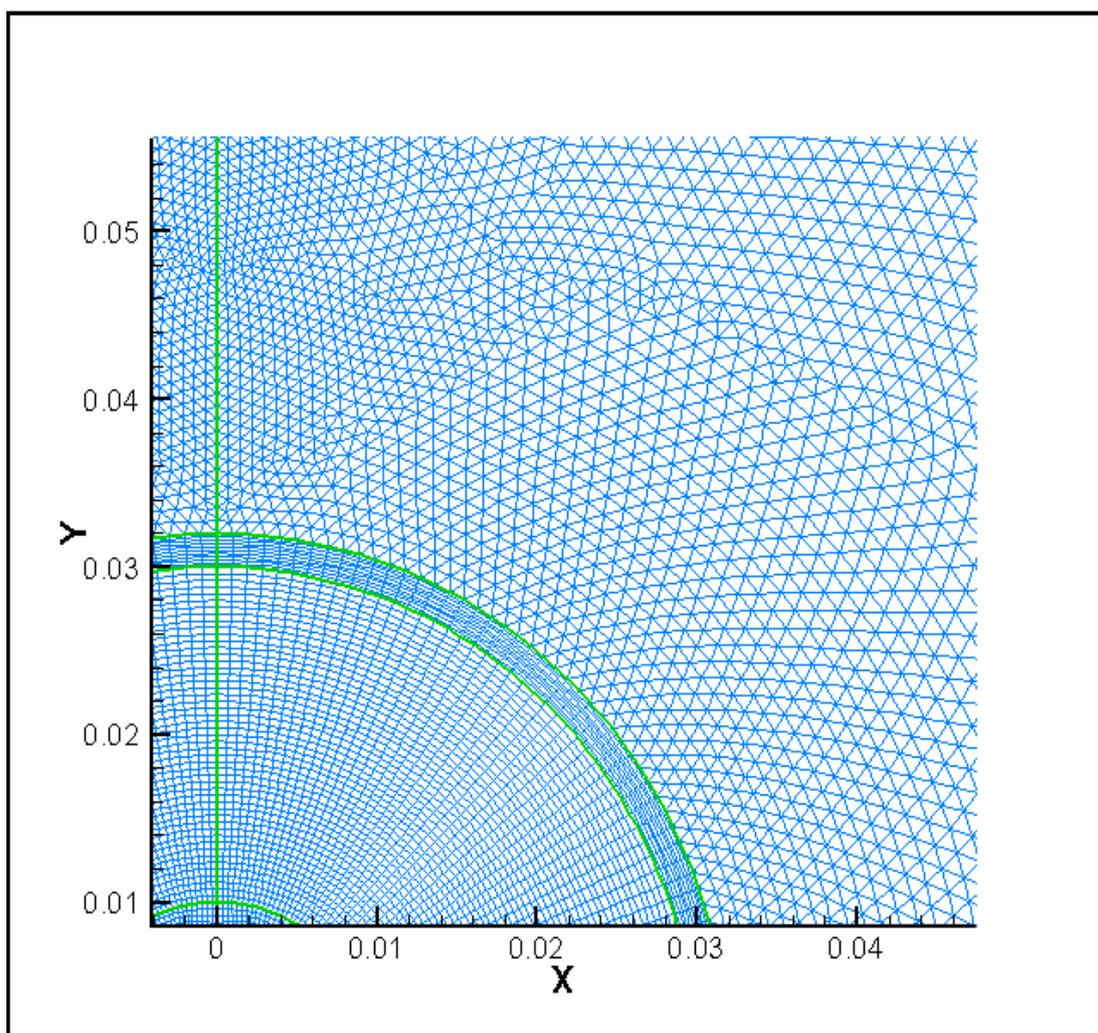


Figure 4.2 : Zoom du maillage près de la paroi d'un élément d'un absorbeur

IV.2 Conditions aux limites

Parmi les hypothèses supposés avant de démarrer le calcul, les deux parties supérieures (vitre) et inférieure (isolant) du capteur sont enlevés la nuit, dans ce cas on aura un flux d'air d'entrée vers la sortie en haut

IV.3 Résultats et interprétation

Sur la (figure 3), nous représentons l'évolution du paramètres influencent sur le refroidissement par convection libre à chaque itération jusqu'à touché la convergence des résultats voir (figure 3), nous observons une modification de l'allure des quatre courbes

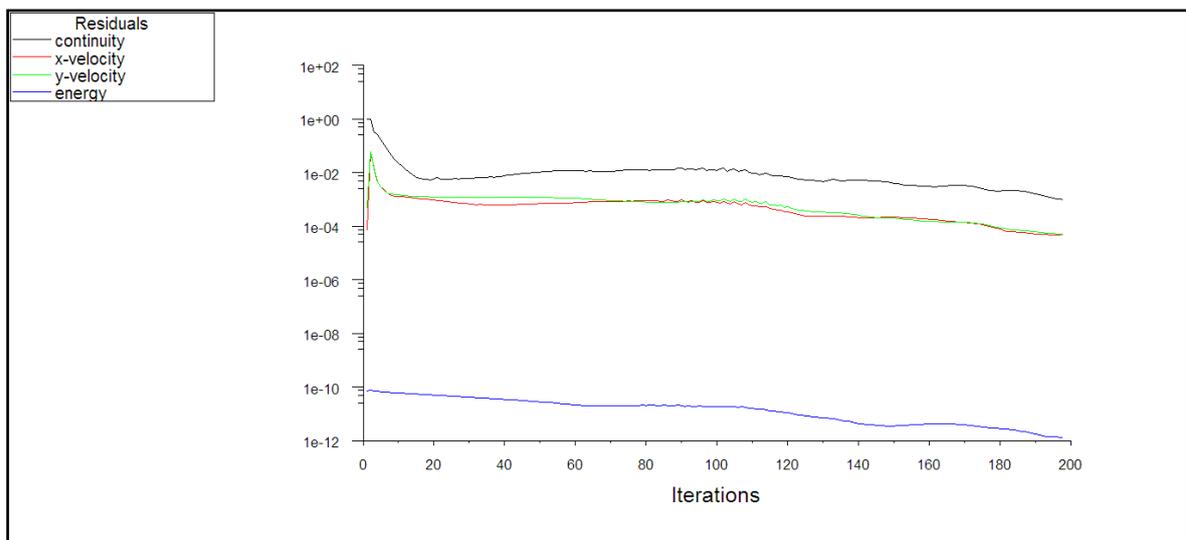


Figure 4.3: Convergence des résultats

IV. 3.1 Exemple des résultats :

Un exemple des résultats obtenus par simulation est donné ci-après. Les résultats présentés sont obtenus à partir des données de l'écoulement examiné ($v=2\text{m/s}$, 5m/s , , ,).

dans les figures(4,5,6,7,8,9) on illustrent clairement que L'augmentation de la vitesse de l'écoulement de l'air conduit à une augmentation du nombre de Reynolds a un effet favorable sur le phénomène du refroidissement , L'accroissement de ce nombre adimensionnel traduit l'augmentation de la turbulence dans l'écoulement du fluide d'où une amélioration du transfert thermique convectif entre l'absorbeur et le fluide caloporteur.

On en déduit que l'augmentation du débit de l'écoulement augmente la turbulence de l'écoulement d'où la favorisation de transfert thermique convectif et par conséquent l'augmentation du rendement du phénomène du refroidissement.

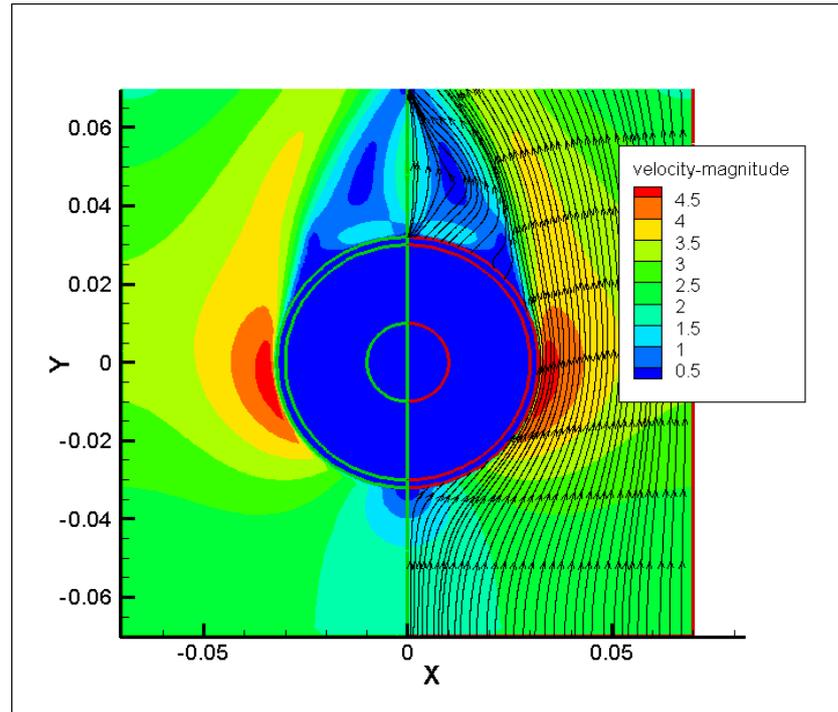


Figure 4.4 : Représentation des champs de vitesses autour d'un élément d'un absorbeur
(vitesse d'écoulement =2 m/s)

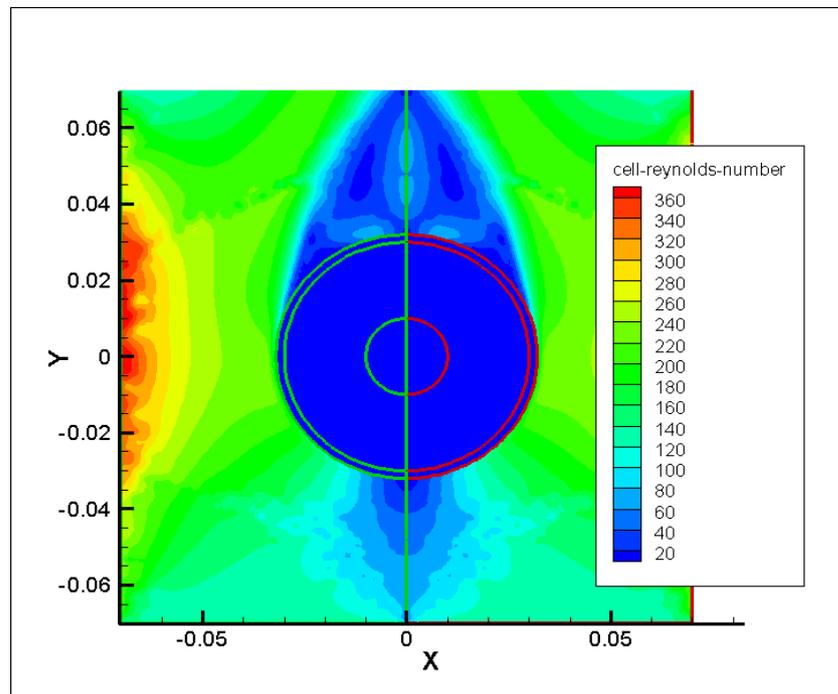


Figure 4.5: Représentation du nombre du Reynolds autour d'un élément d'un absorbeur
(vitesse d'écoulement =2 m/s)

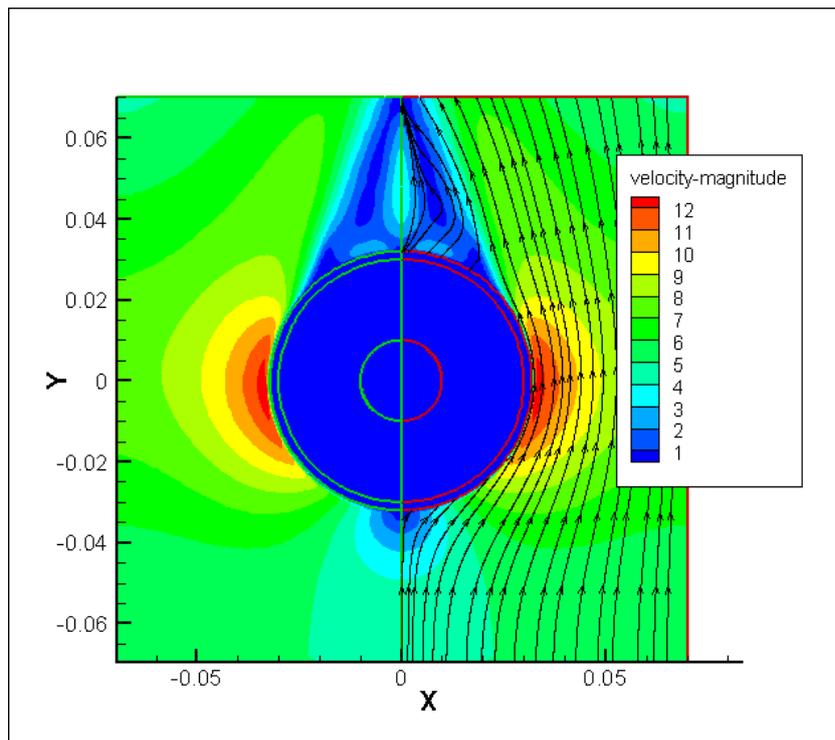


Figure 4.6 : Représentation des champs de vitesses autour d'un élément d'un absorbeur
(vitesse d'écoulement = 5 m/s)

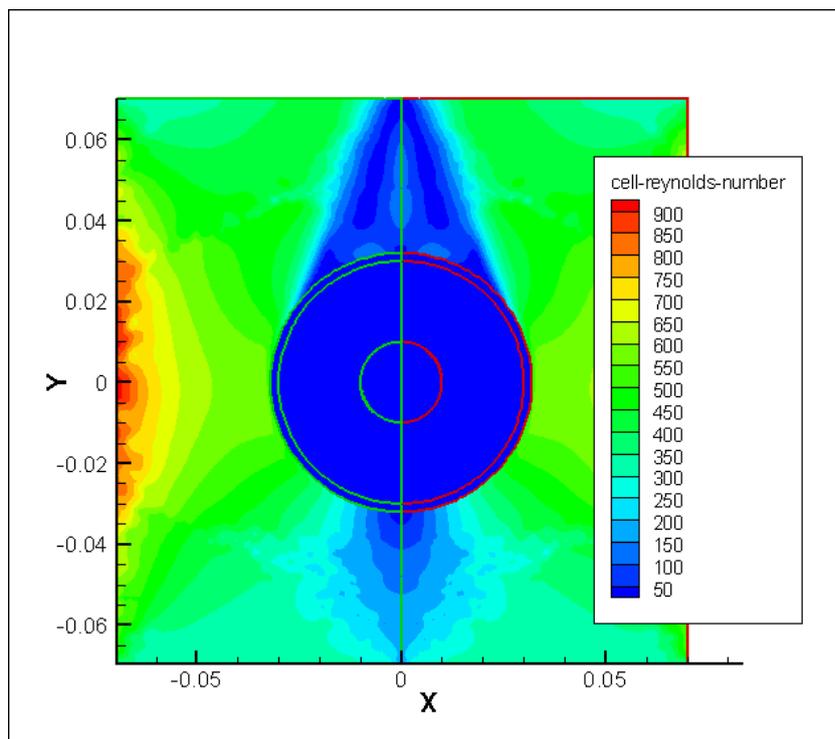


Figure 4.7 : Représentation du nombre du Reynolds autour d'un élément d'un absorbeur
(vitesse d'écoulement = 5 m/s)

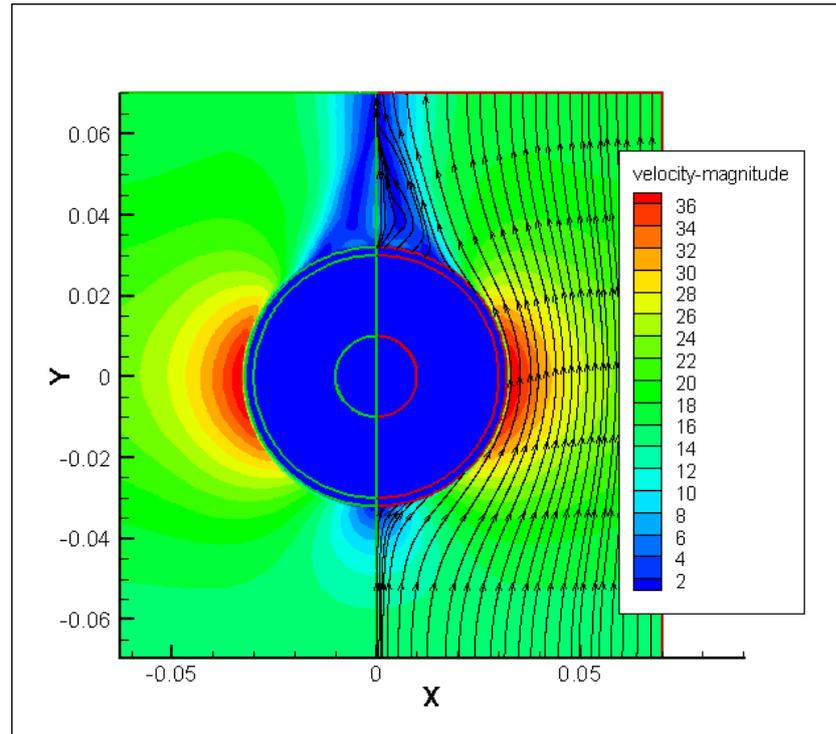


Figure 4.8 : Représentation des champs de vitesses autour d'un élément d'un absorbeur
(vitesse d'écoulement =15 m/s)

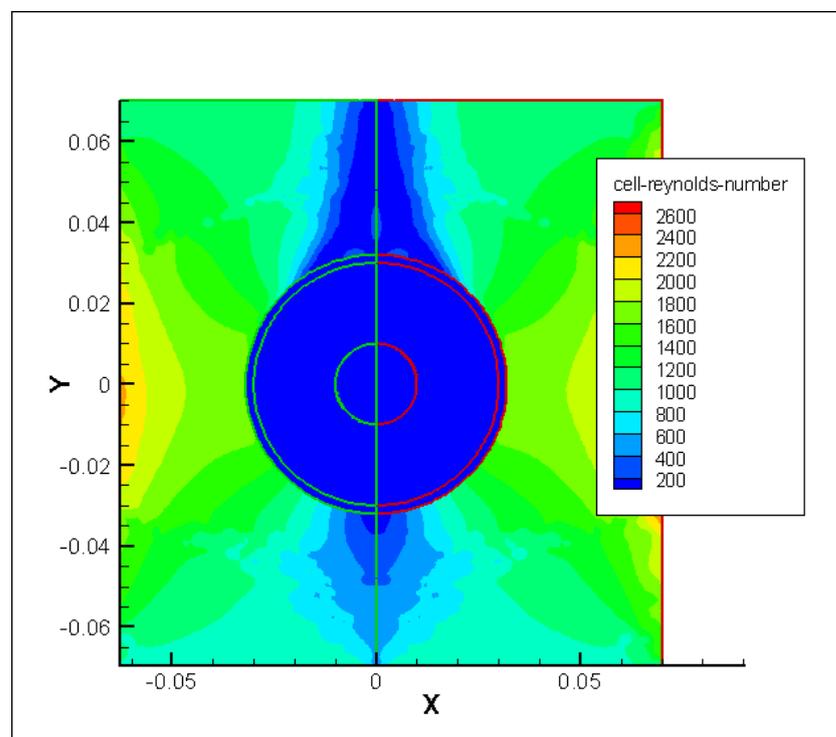


Figure 4.9 : Représentation du nombre du Reynolds autour d'un élément d'un absorbeur
(vitesse d'écoulement =15 m/s)

Ils illustrent que les vitesses maximales provoquent une augmentation du coefficient d'échange thermique, du nombre de Reynolds et une réduction de la température à la paroi.

D'après les figures (10, 11, 12,) il apparaît que la diminution de la température de l'environnement par nuit conduit à une baisse de la température au niveau des différents composants du capteur (absorbeur, fluide) et par conséquent à une amélioration du phénomène de refroidissement.

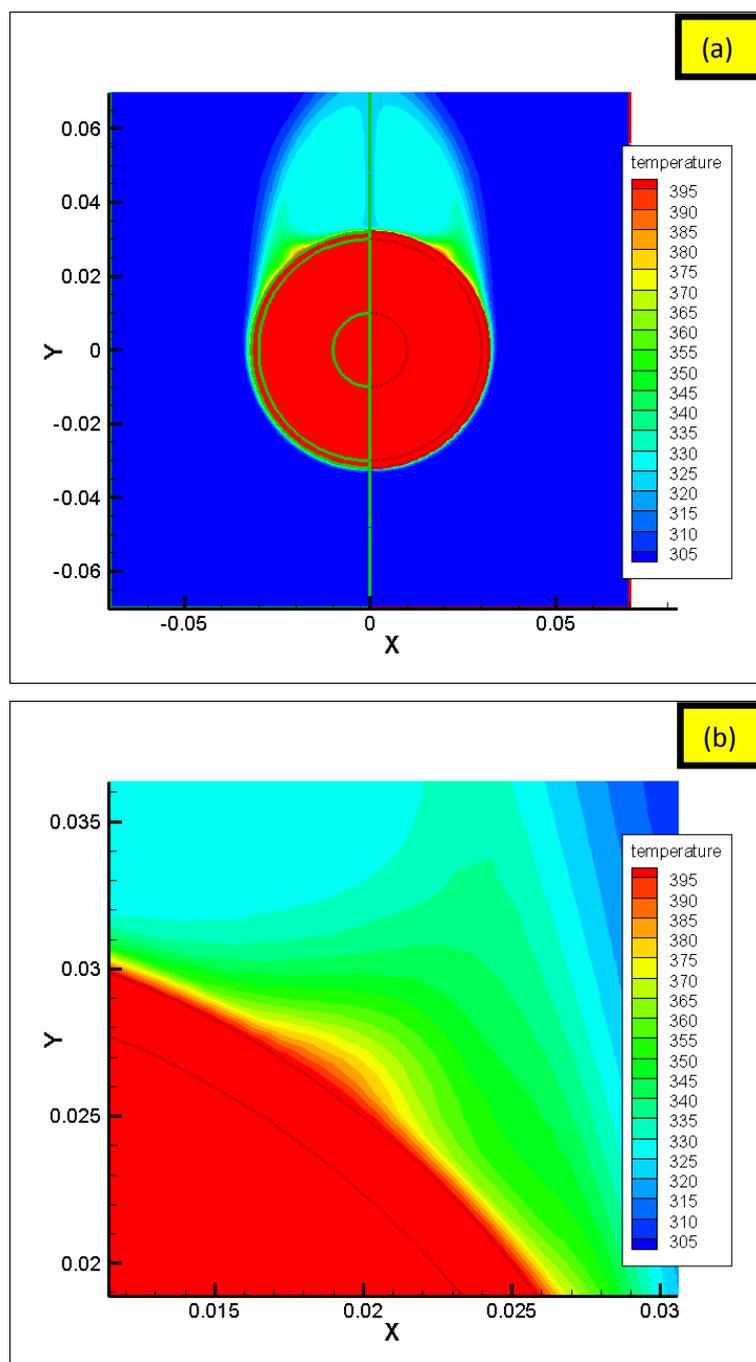


Figure 4.10 (a),(b) : Illustration des contours de la température autour d'un élément d'un absorbeur (vitesse d'écoulement =2m/s)

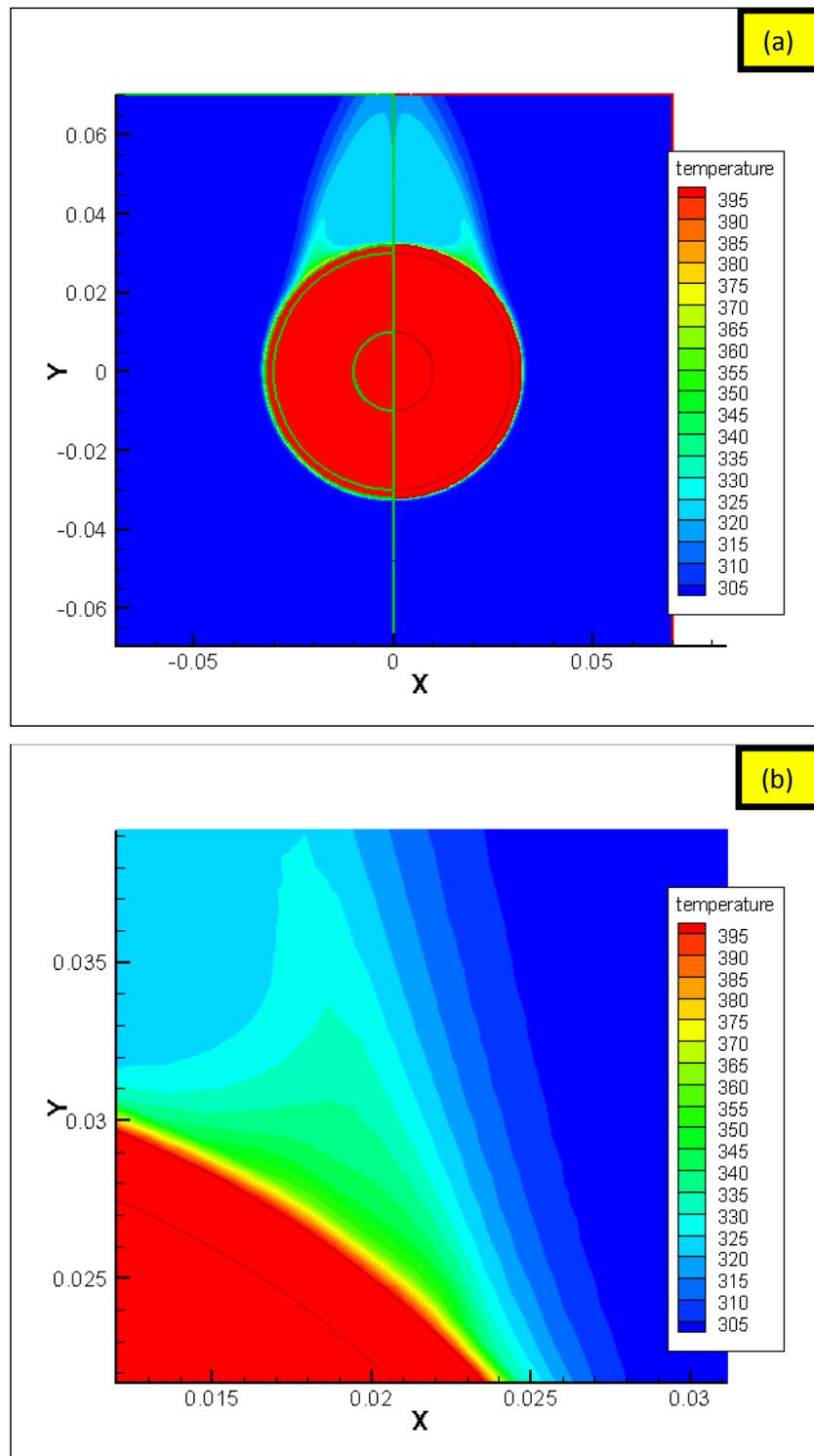


Figure 4.11 (a),(b) : Illustration des contours de la température autour d'un élément d'un absorbeur (vitesse d'écoulement =5 m/s)

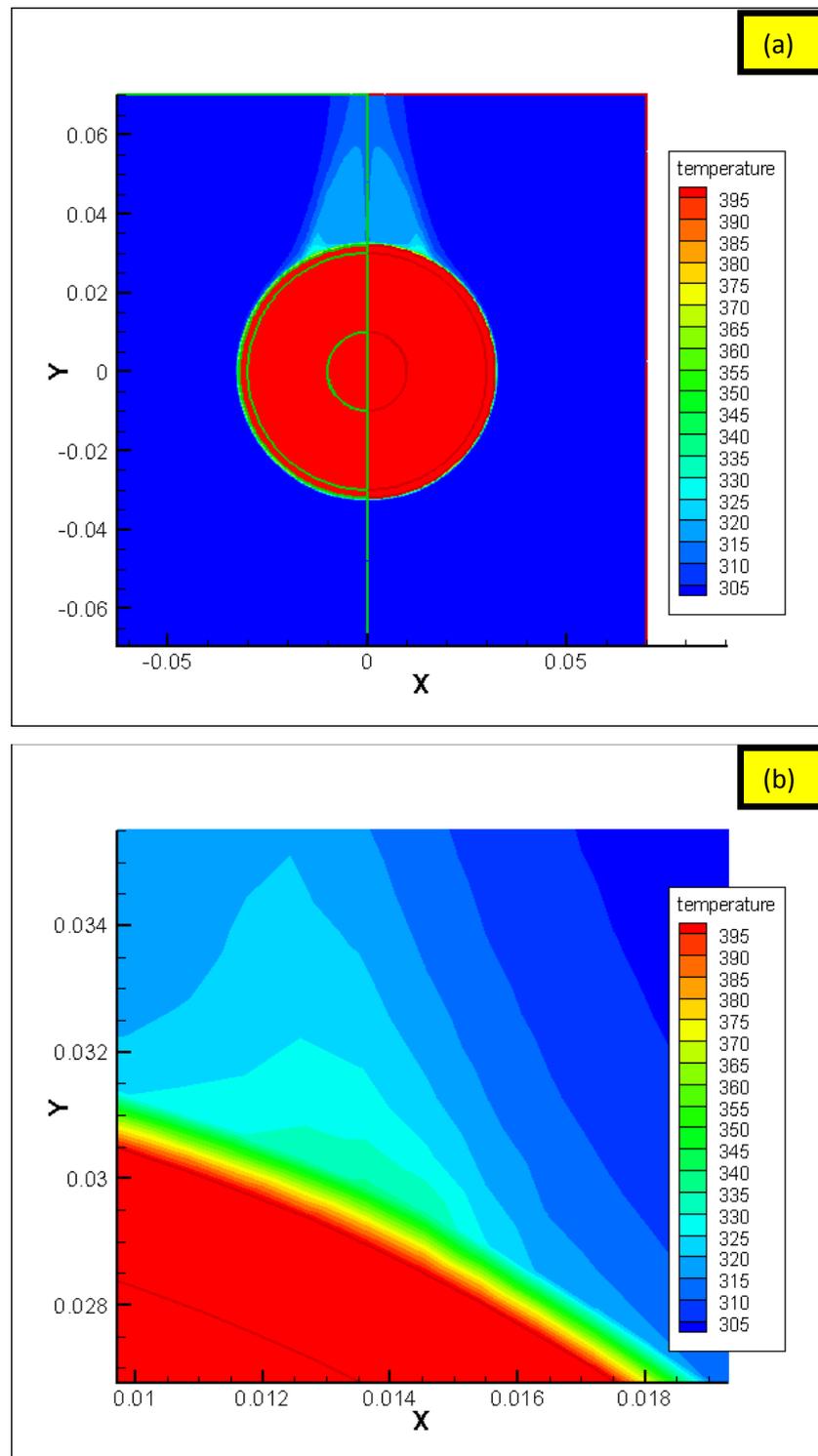


Figure 4.12 (a),(b) : Illustration des contours de la température autour d'un élément d'un absorbeur (vitesse d'écoulement =15 m/s)

Les figures(13,14,15) montrent clairement les valeurs élevés du nombre adimensionnel Nu (Nusselt), ce dernier qui présente le rapport de la résistance thermique par conduction à la résistance thermique par convection donc on peut conclure que la conduction est dominante par rapport à la convection, du fait des propriétés thermo physiques, à Savoir, une haute conductivité thermique du matériau de l'absorbeur.

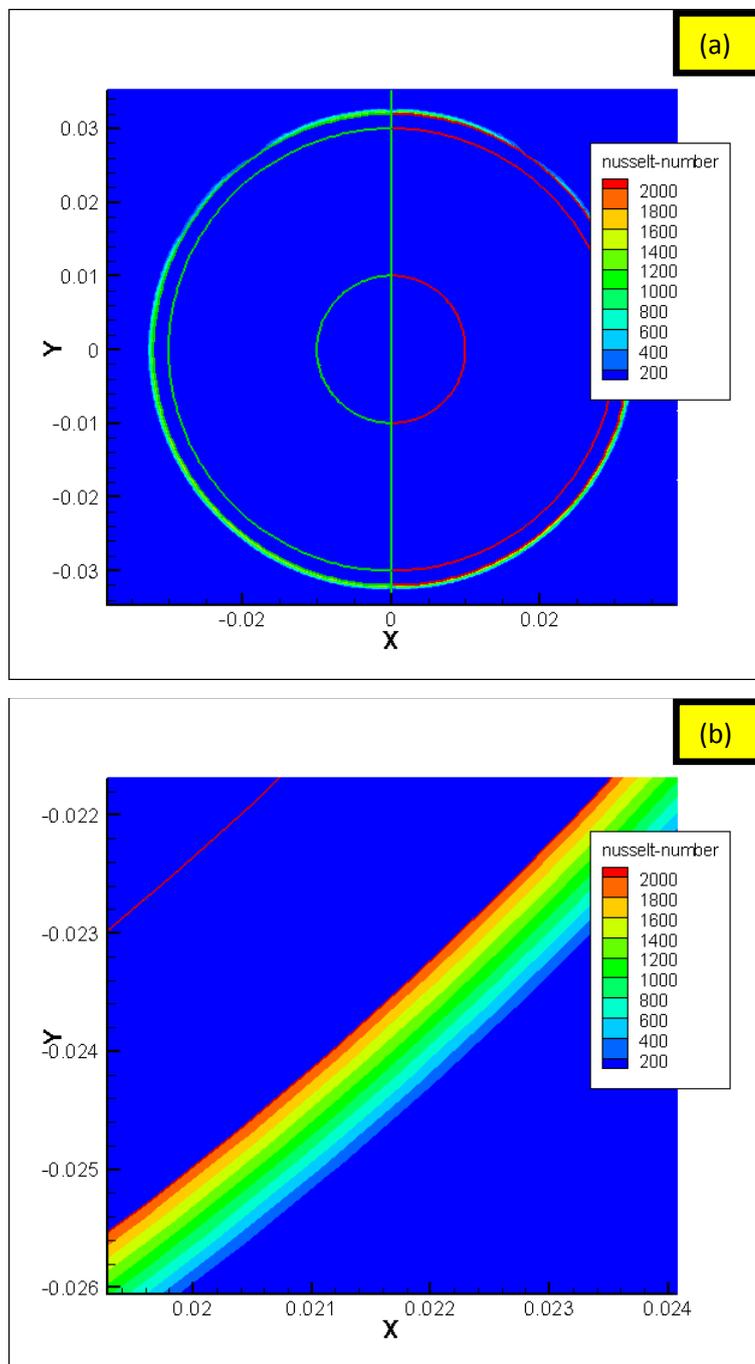


Figure 4.13 (a),(b) : Représentation du Nombre de Nusselt autour d'un élément absorbeur

(vitesse d'écoulement =2 m/s)

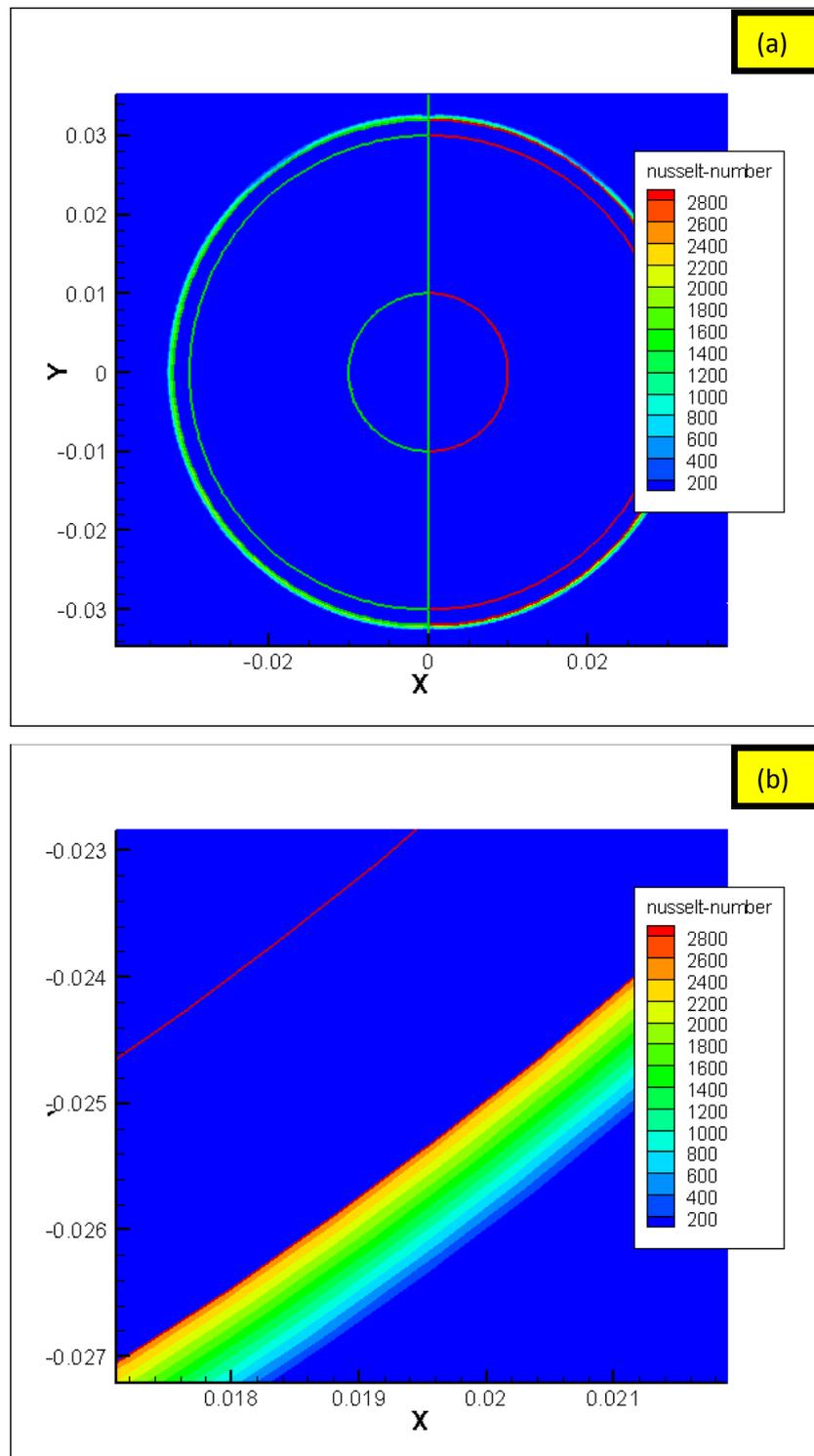


Figure 4.14 (a),(b) : Représentation du nombre de Nusselt autour d'un élément absorbeur (vitesse d'écoulement =5 m/s)

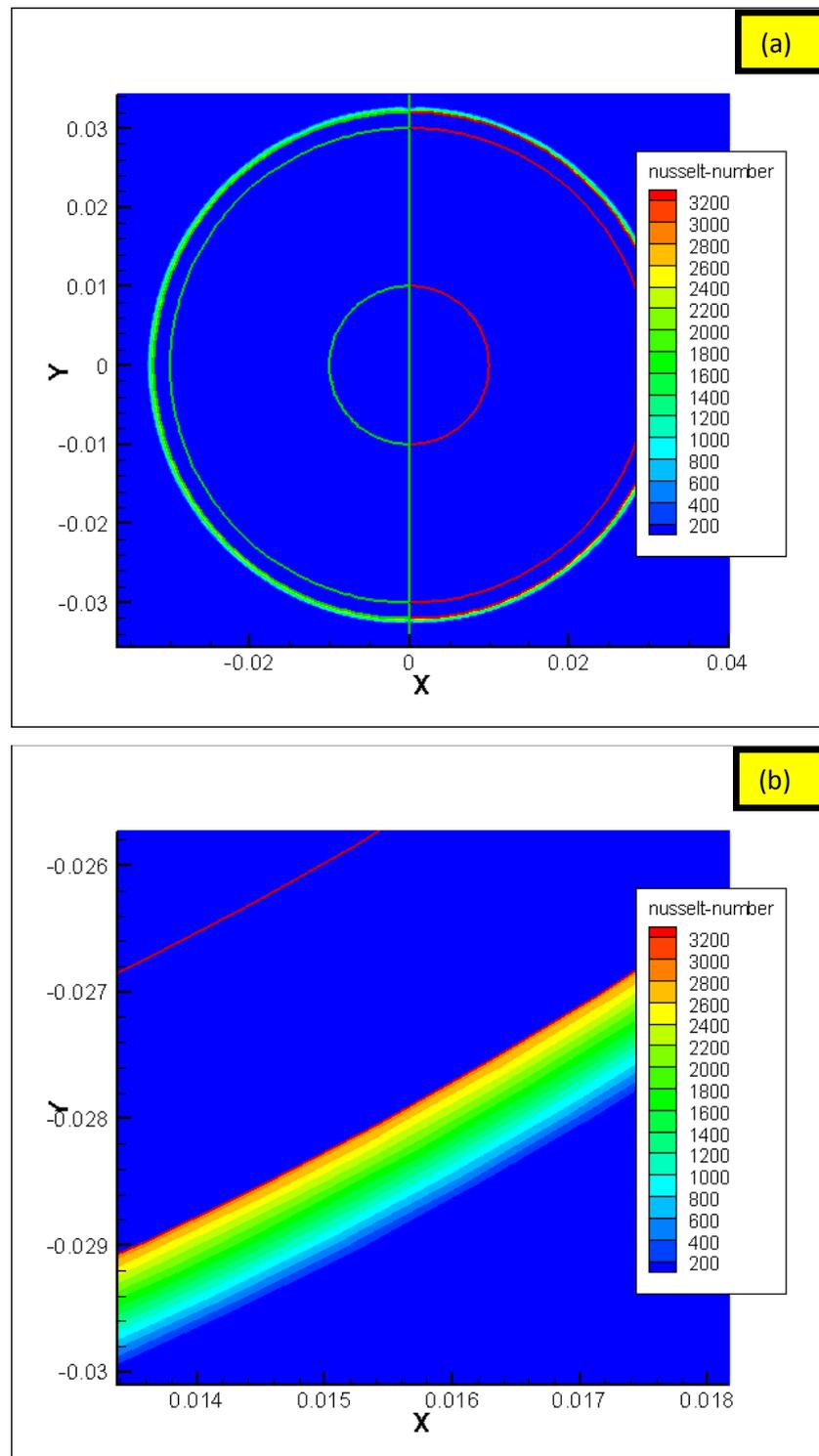


Figure 4.15 (a),(b) : représentation du nombre de Nusselt autour d'un élément d'un absorbeur (vitesse d'écoulement =15 m/s)

Aux figures(16,17,18), on illustrent par une représentation des champs de contours des coefficients d'échange thermique où on remarque clairement que selon la légende présentée que le coefficient d'échange augmente avec l'augmentation de la vitesse de l'écoulement.

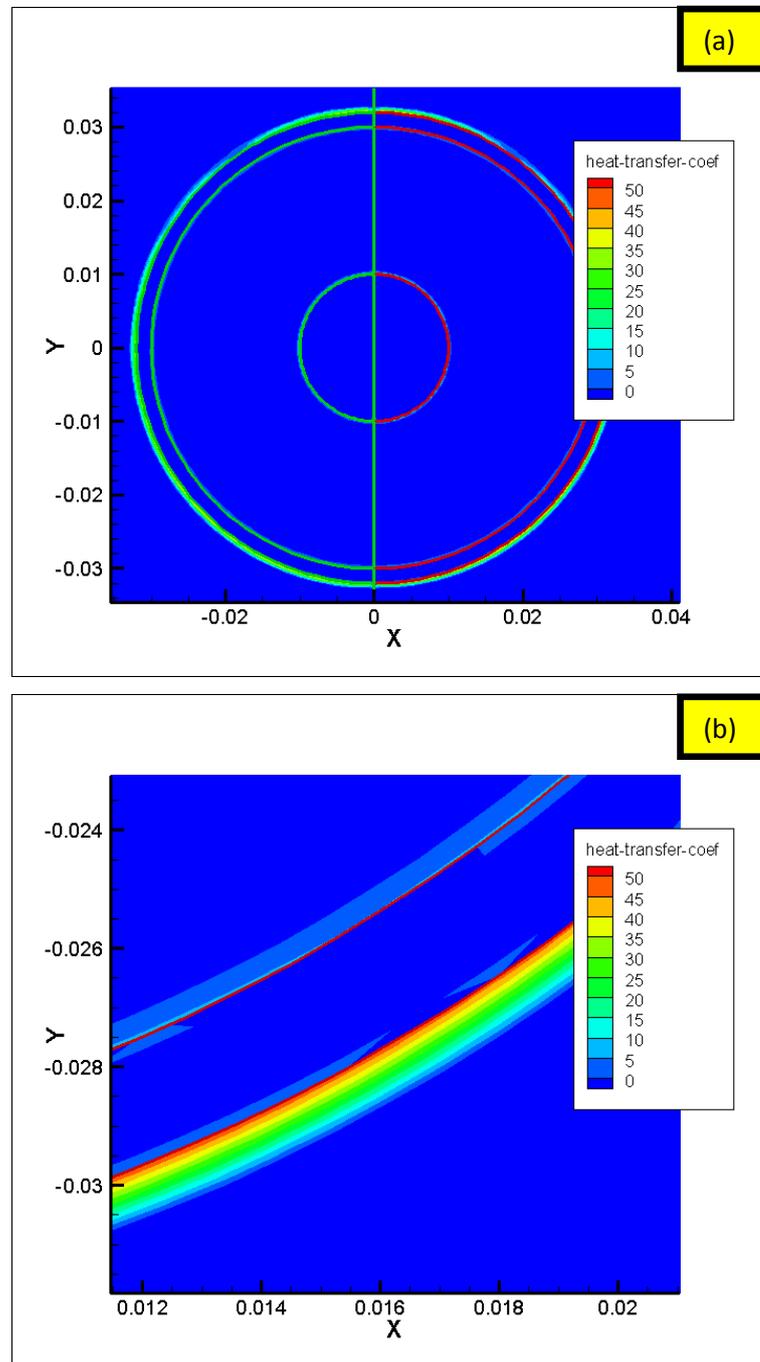


Figure 4.16 (a),(b) : Illustration du coefficient d'échange autour d'un élément d'un absorbeur (vitesse d'écoulement =2m/s)

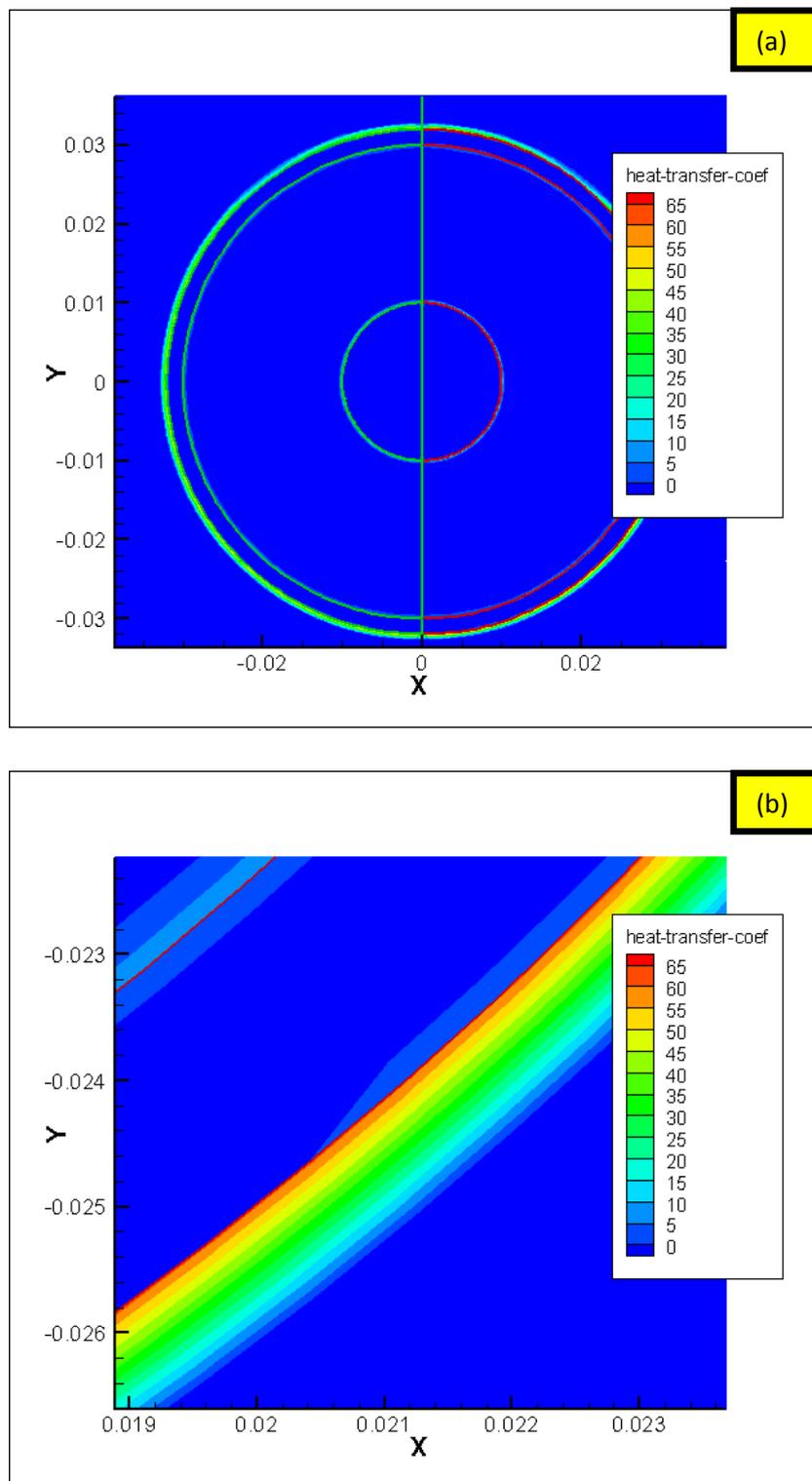


Figure 4.17 (a),(b) : Illustration du coefficient d'échange autour d'un élément d'un absorbeur (vitesse d'écoulement =5 m/s)

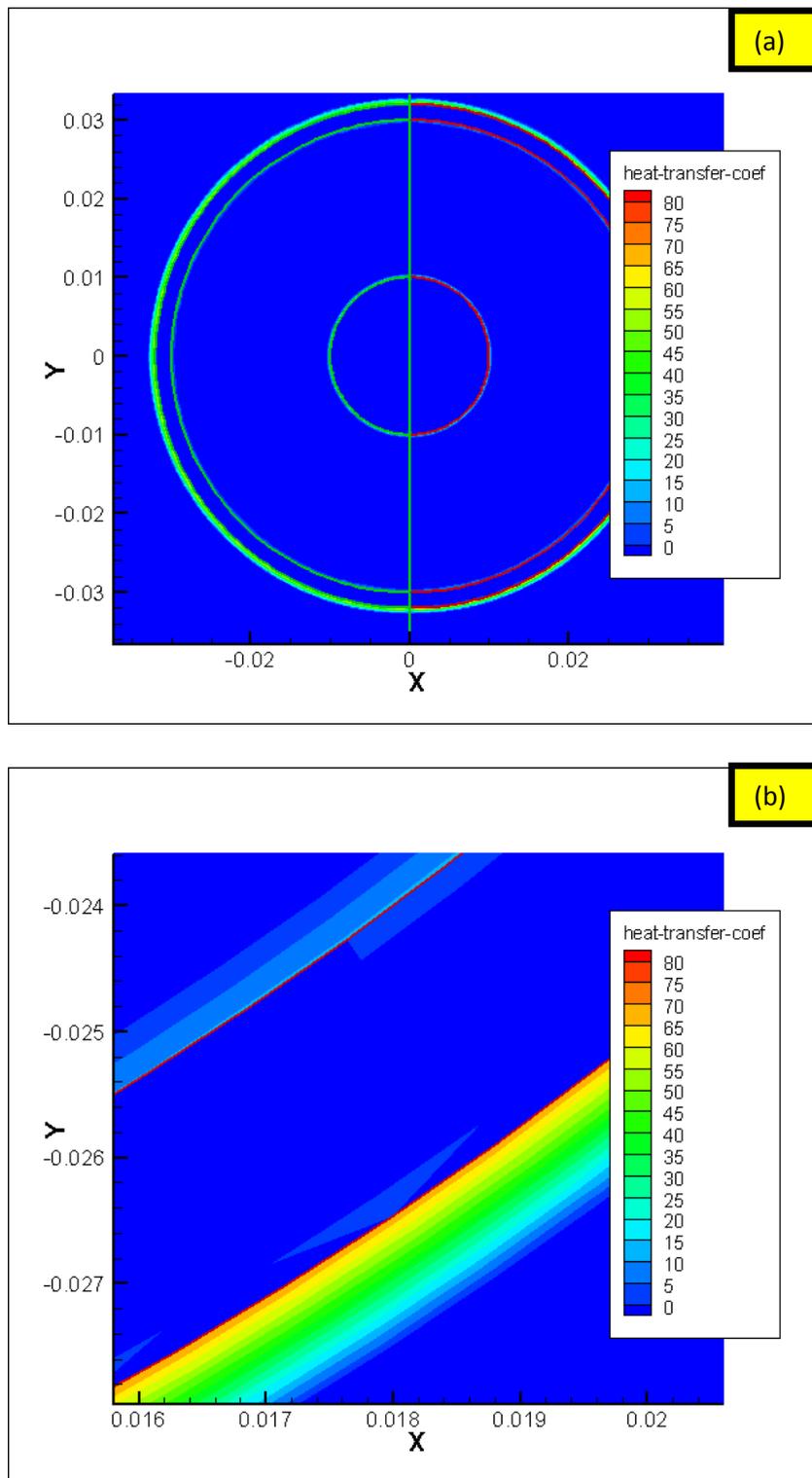


Figure 4.18 (a),(b) : Illustration du coefficient d'échange autour d'un élément d'un absorbeur (vitesse d'écoulement =15 m/s)

IV.4 Conclusion des Résultats

Le capteur solaire affecté à la production du froid (prototype) est en cours de construction au niveau d'un projet PNR, "Dr Benchaanane". Une fois le dispositif de production de froid construit, diverses expériences pourront être mises en œuvre afin de démontrer son bon fonctionnement et son efficacité et de valider nos résultats numériques.

Conclusion générale

Conclusion générale

Dans ce travail, nous avons abordé une étude sur l'influence de la vitesse de l'écoulement sur un élément d'un absorbeur sur les paramètres thermiques telle que :

La distribution de la température près de la paroi de l'absorbeur et l'environnement entourant le capteur.

Le coefficient d'échange thermique.

Ainsi que l'influence de l'écoulement sur quelques nombres adimensionnel (Nu, Re.....etc).

Cette étude nous permet d'une bonne analyse sur le refroidissement par convection (écoulement d'air par nuit) d'un absorbeur d'un capteur solaire destiné à la production du froid solaire.

A cet effet, nous avons utilisé des modèles numériques permettant de simuler le refroidissement par convection lors du fonctionnement d'un capteur, où un logiciel de calcul a été exploité(Fluent).

Les résultats obtenus nous ont permis de tirer les conclusions suivantes

- L'augmentation de la vitesse de l'écoulement augmente le rendement du phénomène du refroidissement.
- L'accroissement du coefficient d'échange « h » conduit à un bon agissement du refroidissement.

Comme ces résultats obtenus sont issus d'une étude Numérique, nous préférons réaliser une étude expérimentale afin de valider ces résultats.

Finalement on pense que des études peuvent être développées sur les pertes thermiques par convection forcée qui ont une grande influence sur le rendement du refroidissement.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] site web, www.iifir.org, date de consultation 12-02-2012
- [2] CHEKIROU, W., "Etude et Analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption", Thèse de doctorat, Université Mentouri, pp. 187 (2008).
- [3] Kim, D. S. and C. A. Infante Ferreira, "Solar refrigeration options - a state-of-the-art review", *International Journal of Refrigeration* **31**, 3-15 (2008).
- [4] Fanney, A. H., B. P. Dougherty and M. W. Davis, "Measured performance of building integrated photovoltaic panels", *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* **123**, 187-193 (2001).
- [5] Rudischer, R., Waschull, J., Henschler, W., Friebe, C., (2005). "Available solar cooling applications for different purposes". *Proceedings of International Conference Solar Air*
- [6] Kribus, A., "Thermal integral micro-generation systems for solar and conventional use", *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* **124**, 189-197 (2002).
- [7] Gschneider, J. K. (2001). "Magnetic refrigerators/freezers and air conditioners". *Proceedings of Domotechnica Appliance Engineering*. Koln, Germany.
- [8] Fischer, S., Labinov, S. (2000). *Not-in-kind technologies for residential and commercial unitary equipment*, Oak Ridge National Laboratory.
- [9] El Fadar, A., A. Mimet and M. Pérez-Garcya, "Study of an adsorption refrigeration system powered by parabolic trough collector and coupled with a heat pipe", *Renewable Energy* **34**, 2271–2279 (2009).
- [10] Reader, G. T. and C. Hooper (1983). *Stirling Engines.*, Cambridge University Press, London, pp. 247–248.
- [11] Gomri, R., "Second law comparison of single effect and double effect vapour absorption refrigeration systems", *Energy Conversion and Management* **50**, 1279-1287 (2009).
- [12] Chinnappa, J. C. V. and H. A. Martin, "Dual-mode operation by solar energy of an ammonia-water two-stage cycle: A comparative study", *Solar Energy* **18**, 337-342 (1976).
- [13] Sofrata, H., B. Khoshaim, A. Nasser and M. Megahed, "A solar-powered LiBr dual cycle", *Applied Energy* **9**, 185-191 (1981).
- [14] Ziegler, F., R. Kahn, F. Summerer and G. Alefeld, "Multi-effect absorption chillers", *International Journal of Refrigeration* **16**, 301-311 (1993).
- [15] Alizadeh, S., "Multi-pressure absorption cycles in solar refrigeration: A technical and economical study", *Solar Energy* **69**, 37-44 (2000).
- [16] Goktun, S. and E. I. Deha, "The optimum performance of a solar-assisted combined absorption-vapor compression system for air conditioning and space heating", *Solar Energy* **71**, 213-216 (2001).

Références bibliographiques

- [17] Sawada, N., Tanaka, T., Mashimoto, K. (1994). "Development of organic working fluid and application to absorption systems". Proceedings of Absorption Heat Pump conference. ASME, New Orleans, USA.
- [18] Romero, R. J., W. Rivera, I. Pilatowsky and R. Best, "Comparison of the modeling of a solar absorption system for simultaneous cooling and heating operating with an aqueous ternary hydroxide and with water/lithium bromide", *Solar Energy Materials and Solar Cells* **70**, 301-308 (2001).
- [19] Arivazhagan, S., S. N. Murugesan, R. Saravanan and S. Renganarayanan, "Simulation studies on R134a-DMAC based half effect absorption cold storage systems", *Energy Conversion and Management* **46**, 1703-1713 (2005).
- [20] Pons, M. G., J.J., "DESIGN OF AN EXPERIMENTAL SOLAR-POWERED, SOLID-ADSORPTION ICE MAKER." *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* **108**, 332-337 (1986).
- [21] Wang, R. Z., J. P. Jia, Y. H. Zhu, Y. Teng, J. Y. Wu, J. Cheng and Q. B. Wang, "Study on a new solid absorption refrigeration pair: Active carbon fiber - Methanol", *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* **119**, 214-218 (1997).
- [22] Wang, R. Z., M. Li, Y. X. Xu and J. Y. Wu, "An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker", *Solar Energy* **68**, 189-195 (2000).
- [23] Critoph, R. E. (2002). "Carbon-ammonia systems – previous experience, current projects and challenges for the future". Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference, Shanghai, China.
- [24] Grenier, P., J. J. Guilleminot, F. Meunier and M. Pons, "SOLAR POWERED SOLID ADSORPTION COLD STORE." *Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME* **110**, 192-197 (1988).
- [25] Hildbrand, C., P. Dind, M. Pons and F. Buchter, "A new solar powered adsorption refrigerator with high performance", *Solar Energy* **77**, 311-318 (2004).
- [26] Liu, Y. L., R. Z. Wang and Z. Z. Xia, "Experimental study on a continuous adsorption water chiller with novel design", *International Journal of Refrigeration* **28**, 218-230 (2005).
- [27] Saha, B. B., A. Akisawa and T. Kashiwagi, "Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: The prototype", *Renewable Energy* **23**, 93-101 (2001)
- [28] Saman, W., M. Krause and K. Vajen (2004). "Solar cooling technologies: current status and recent developments." Proceedings of 42nd ANZSES Conference Solar 2004, Perth, Australia.
- [29] Wang, R. Z., Oliveira and R.G. (2005). "Adsorption refrigeration – an efficient way to make good use of waste heat and solar energy." Proceedings of International Sorption Heat Pump Conference. Denver, USA
- [30] Tokarev, M., L. Gordeeva, V. Romannikov, I. Glaznev and Y. Aristov, "New composite sorbent CaCl₂ in mesopores for sorption cooling/heating", *International Journal of Thermal Sciences* **41**, 470-477 (2002).
- [31] Gerlach, D. W. and T. A. Newell (2003). "Direct electrochemical method for cooling and refrigeration." Proceedings of International Conference of Refrigeration, Washington, DC, USA.

Références bibliographiques

- [32] Garris, C. A., W. J. Hong, C. Mavriplis and J. Shipman (1998). "A new thermally driven refrigeration system with environmental benefits". Proceedings of 33rd Intersociety Engineering Conference on Energy Conversion. Colorado Springs, USA.
- [33] Murthy, S. S., R. Balasubramanian and M. V. K. Murthy, "Experiments on vapour jet refrigeration system suitable for solar energy applications", *Renewable Energy* **1**, 757-768 (1991).
- [34] Balaras, C. A., G. Grossman, H.-M. Henning, C. A. Infante Ferreira, E. Podesser, L. Wang and E. Wiemken, "Solar air conditioning in Europe-an overview", *Renewable and Sustainable Energy Reviews* **11**, 299-314 (2007).
- [35] J. LOISEAU, "Adsorption Encyclopaedia Universalis", Vol. 1, pp.252, Encyclopaedia Universalis France S.A, (1980).
- [36] R. BOUSSEHAIN: "Caractérisation thermostatique et cinétique des phénomènes d'adsorption désorption de couples actifs-alcools", Thèse Doctorat d'état és Sciences de l'INPL, Nancy, Juin (1986).
- [37] D.M.RUTHVEN," Principles of Adsorption & Adsorption processes ", WileyInterscience Publication, (1984).
- [38] A.PACAULT, "les carbones", Le groupe Français d'étude des carbones, Collection de chimie physique, Tome 2, Masson et cie, (1965).
- [39] L.LUO, "Etude thermodynamique et thermique de machine à cycle inverse à adsorption", Thèse de Doctorat INPL, Nancy, (1991).
- [40] M.CHAHID, "Contribution à l'étude des machines thermiques à adsorption", Thèse de 3^{ème} cycle, INPL, (1985).
- [41] R.E.CRITOPH,HL.TURNER," Activated carbon-ammonia adsorption cycle heat pumps",proceedings of the CEC- B.G.I.Workshop on Adsorption Heat pumps, London, pp. 1-10, April (1988).
- [42] E.PASSOS, F.MEUNIER, J.C.GIANOLA, "Thermodynamic performance improvement of an intermitent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon", *LHeat Recovery systems*, Vol.6, pp.259-264, (1986).
- [43] A.BOUBAKRI, Ph.GRENIER, M.PONS, "Utilisation of Activated Carbon and Methanol pair to slar ice production", Proc.JITH conf, Rabat, Morocco, Vol.1, pp.69-79, (1985).
- [44] RDELGADO, A.CHOISIER, P.GRENIER, LISMAIL, F MEUNIER, M. PONS, "Etude du cycle intermittent charbon actif-méthanol en vue de la réalisation d'une machine à fabriquer de la glace fonctionnant à l'énergie solaire", I.I.F.-I.I.R.-Commission E1-E2Jerusalem (Israel) pp.185-191, (1982).
- [45] J.J.GUILLEMINOT, F.MEUNIER, B.MISSCHLER," utilisation d'un cycle intermittent zeolithe 13X-H20 pour la réfrigération solaire", XV Congrès international du froid , pp.1-4, Sept.(1979).

Références bibliographiques

- [46] F. MEUNIER, N. DOUSS, T. ZANIFE, "Le froid par adsorption, zéolithe-eau et charbon actif-méthanol", Journnée S.F.T, Novembre (1990), Paris.
- [47] M.PONS, Ph.GRENIER, "Solar ice maker working with actived carbon methanol adsorbent- adsorbate pair", INTERSOL 85, pp.731-735, (1985).
- [48] J. BOUGARD, "Thermodynamical and technical problems in solar adsorption refrigeration", I.I.F.-I.I.R.-Commissions BI, B2, E1, E2-Purdue (D.S.A), pp. 25-32, (1986).
- [49] A.S. RONALD, C. H. LANGFORD, B. R. HOLLEBONE, "Solar energy storage using chemical potential changes associated with drying of zeolites", Solar Energy, vol.23, pp. 489-495, (1979).
- [50] A. SACODA, M. SUZUKI, "Fundamental study on solar powered adsorption cooling system", Journal of chemical engineering of Japan, Vol. 17, N° 1 pp. 52-57,(1984).
- [51] M. BALAT, " Etudes comparative de quelques réfrigérateurs solaires utilisant une réaction chimique entre un solide et un gaz", Revue Phys. Appl. N° 24, pp.671-689, (1989).
- [52] LANGMUIR, I. Amer. Chem. Soc.,38, pp. 2221, (1916).
- [53] S. BRUNAUER, PH EMMET, E. TELLER, J Amer. Chem. Soc. 60, pp. 309, (1938).
- [54] POLANYI, Trans. Faraday Soc., 28, pp.316, (1932).
- [55] M. DUBININ, F. STOECKLI, J. Colloid Interface Sci., Vo1.75, pp. 34, (1980).
- [57] R. BOUSSEHAIN: "Caractérisation thermostatique et cinétique des phénomènes d'adsorption désorption de couples actifs-alcools", Thèse Doctorat d'état és Sciences de l'INPL, Nancy, Juin (1986).
- [58] M. DINY, Y. COULFFIALY, R. BOUSSEHAIN, M. FEIDT, " Transferts couplés de chaleur et de masse dans un générateur de pompe à chaleur à adsorption", actes des 4èmes Journées Européennes de thermodynamique contemporaine, pp.257-262, Nancy, (1995).
- [59] LANDON C. ONYEBUEKE, " Contribution à l'étude des transferts de chaleur au générateur de machines trithermes à adsorption ", Thèse I.N.P.L, (1989).
- [60] T. FURUSAWA, J.M. SMITH, " Diffusivities from dynamic adsorption datas ", AIChE Journal, Vol. 19, N° 2, pp. 401-403, (1973).
- [61] K. RAZNJEVIC, "Tables et diagrammes Thermodynamiques", Edition Eyrolles.
- [62] E. Passos, Etude des couples Charbon actif – Méthanol et de leur application à la réfrigération solaire PhD. Thesis, federal Polytechnic College of Lausanne, Switzerland,1986.

Références bibliographiques

- [63] D. M. Ruthven, Principe of adsorption and adsorption process, John Wiley, New York, 1984.
- [64] Stéphane Madrau, caractérisation des adsorbants pour purification de l'hydrogène par adsorption modulée en pression, thèse de Doctorat INPL, Nancy, 1999.
- [65] A. P. F. Leite, M. Daguene, Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration, Energy. Convers. Manag., Vol. 41, pp 1625 - 1647, 2000.
- [66] J. J. Guilleminot, F. Meunier and J. Pakleza, heat and mass transfer in a non-isothermal fixed-bed solid adsorbent reactor: a uniform pressure – non uniform temperature case. Int. J. Heat and mass transfer, 30(8), pp 1595-1606, 1987.
- [67] M. Tather, B. T. Ensolmaz, A. E. Senatalar, A novel approach to enhance heat and mass transfer in adsorption heat pumps using the zeolite – water pair, Microporous and mesoporous Materials, Vol. 27, pp1-10, 1999.