

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

**MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR
ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE**

MÉMOIRE

Présenté

**AU DEPARTEMENT DE MECANIQUE
FACULTE DES SCIENCES DE L'INGENIEUR
UNIVERSITE DE BATNA**

Pour l'obtention du diplôme

**MAGISTÈRE EN GENIE MECANIQUE
Option : Energétique**

Par

Mr BELKACEMI Zoubir

MODELISATION ET ETUDE DE LA FAISABILITE D'UN REFRIGERATEUR SOLAIRE A ADSORPTION

Soutenue publiquement le

2007, devant le jury composé de :

➤ Mohammed Si AMMEUR	Prof.,Univ.Batna	Président
➤ Chérif BOUGRIOU	M.C.,Univ.Batna	Rapporteur
➤ Samir RAHAL	M.C.,Univ.Batna	Examineur
➤ Si Abdellah MAYOUF	M.C., Univ.Constantine	Examineur

ANNEE UNIVERSITAIRE 2006 / 2007

Dédicace :

Je dédie ce travail :

À ma famille

À mes amis

À la mémoire du penseur algérien Malek Ibn Nabi.

Remerciement :

*Je remercie particulièrement monsieur le docteur **Chérif BOUGRIOU** pour la confiance qu'il m'a témoignée ainsi que l'intérêt constant qu'il a porté à mon travail.*

*Je remercie monsieur le professeur **Mohammed Si AMMEUR**, monsieur le docteur **Samir RAHAL**, et monsieur le docteur **Si Abdellah MAYOUF** d'avoir participé au jury.*

Toute mon amitié va vers mes collègues d'études pour leur aide et la bonne ambiance qu'ils ont su créer tout au long de ces trois ans.

NOMENCLATURE

A	: Dimension de l'ailette en m et valeur intermédiaire.
B	: Dimension de l'ailette en m, facteur de surpression et valeur intermédiaire.
da	: Diamètre d'ailettes en m.
Cp	: Chaleur spécifique en $J/Kg K$.
dh	: Diamètre hydraulique en m.
F	: Facteur de correction.
g	: Accélération de la pesanteur en m/s^2 .
G	: Energie libre de Gibbs.
ΔG	: Différence de L'énergie libre de Gibbs.
ΔH_m	: Enthalpie d'immersion de l'adsorbat J/Kg .
ΔH	: Chaleur latente en J/Kg .
h	: Coefficient de transfert thermique w/mK .
K	: Coefficient de transfert thermique global W/m^2K .
L	: Chaleur latente du réfrigérant J/Kg .
\dot{m}	: Débit massique Kg/s .
m	: Masse d'adsorbat en Kg .
N	: Nombre de moles.
N_a	: Nombre de molécules adsorbée
P	: Pression Pa .
Pa	: Ecartement optimum entre ailettes en m.
q	: Quantité de Chaleur W.
R_e	: Rayon extérieur en m.
R	: constante universelle des gaz (J/K).
R	: Résistance thermique d'encrassement en $m^2 K/W$.
r	: Rayon en m.
S	: Entropie en $J/Kg K$.
\bar{S}	: Entropie moyenne en $J/Kg K$.
T	: Température en K .
t	: Temps en s.
ΔT	: Différence de température en K .
TFA	: Taux volumétrique d'Air en (litres/s)

U	: Energie interne W.
V	: Volume en m^3 .
v	: Constante de vitesse.
v_a	: Constante de vitesse d'adsorption.
v_d	: Constante de vitesse de désorption.
W	: Volume adsorbat lié masse adsorbée en cm^3/g .
W_0	: Volume maximale adsorbat lié masse adsorbée cm^3/g .
X	: Concentration d'adsorbat par apport à la adsorbant en Kg adsorbat/ Kg adsorbant.
x	: Titre de vapeur.

Nombres adimensionnels :

Gr	: Nombre de Grashof : $Gr = \frac{\beta g \rho^2 L^3 \Delta T}{\mu^2}$.
Pr	: Nombre de Prandlt : $Pr = \mu C_p / \lambda$.
Re	: Nombre de Reynolds : $Re = \rho v d h / \mu$.

LETTRES GRECQUES :

α	: Coefficient de dilatation de la phase adsorbée.
β	: Coefficient de dilatation du réfrigérant.
Δ	: Ecart.
ε	: Emissivité.
ϕ	: Flux de chaleur en W.
λ	: Conductivité thermique en W/mK .
μ	: Viscosité dynamique en $Pa.s$.
θ	: Taux de remplissage des micropores ou de recouvrement de la surface non poreuse.
ρ	: Masse volumique en Kg/m^3 .
σ	: Coefficient de STEFAN - BOLTZMAN : $\sigma = 5.67W / m^2 K^4$.
σ	: Tension superficielle à l'interface liquide - vapeur en N/m .
ω	: Teneur en eau de l'air en $g/Kg_{air sec}$.
ζ_a	: Coefficient d'anisothermie dans l'ailettes en m^{-1} .
ξ_a	: Efficacité de l'ailette.
ω	: Travail en J.
δ	: Epaisseur en m.

INDICE :

ads	: Adsorption.
-	: Moyenne.
∞	: Infini.
a	: Ailette.
Apport	: Apports de chaleur.
BAH	: Bahut.
b	: Basse.
c	: Condensation.
co	: Conduction.
conv	: Convection.
ch	: Charge.
c_r	: Critique.
des	: Désorption.
ev	: Evaporation.
eva	: Phase d'évaporation.
ext	: Extérieur.
eR	: Extérieur par rayonnement.
ec	: Extérieur par conduction.
G	: Gaz.
h	: Haute.
ic	: Intérieur par convection.
isostérique	: Phase isostérique.
<i>i</i>	: Intérieur.
i	: Indices.
ML	: Moyenne logarithmique.
Max	: Maximum.
Min	: Minimum
0	: saturation (indice concernant les pressions).
P	: Paroi.
R	: Rayonnement.

sat : Saturation.
S : Solide.
SR : Solaire brut.
SN : Solaire net.
Tot : Total.
v : Vapeur
l : Liquide.
z : Zéolithe.

Sommaire

Nomenclature.....	
Introduction Générale.....	1
1. Etat des connaissances concernant la réfrigération solaire à adsorption.....	3
2. Modélisation de l'adsorption de la réfrigération solaire.....	20
2.1. Adsorption physique.	20
2.1.1. Isothermes d'adsorption.	22
2.1.2. Théorie de Langmuir.....	24
2.1.3. Modèle d'adsorption en monocouche.....	25
2.1.4. Théorie de Polanyi	26
2.1.5. Théorie de Dubinin.....	27
2.2. La thermodynamique de l'adsorption.....	28
2.2.1. Chaleur isostérique.....	32
2.3. Les adsorbants.	33
2.4. La sélection du couple adsorbant/ adsorbat	36
2.5. Système frigorifique à adsorption.	40
2.6. Modélisation et calcul.....	45
2.7. Interprétation des résultats.....	51
2.8. Résultats.	54
2.9. Conclusion.....	61
3. Modélisation des composants du réfrigérateur solaire.....	62
3.1. Evaluation du bilan thermique de réfrigération.	62
3.1.1. Apport thermique à travers les parois.....	62
3.1.2. Apport thermique par infiltration.....	64
3.1.3. Interprétation des Résultats.	66
3.1.4. Résultats.....	67
3.2. Calcul des échangeurs.	70
3.2.1. Condenseur à ailettes.	70
3.2.2. Evaporateur.	75
3.2.3. Interprétation des résultats.	77
3.2.4. Résultats.....	78
3.3. Conclusion.....	79
4. Etude technico-économique.....	80

4.1. Conclusion.	86
Conclusion générale	
Bibliographie	

INTRODUCTION GENERALE

Après le choc pétrolier de 1973, beaucoup d'états (les pays capitalistes) ont pris conscience de l'importance qu'il y avait à développer les énergies renouvelables et en particulier l'énergie solaire. Durant la même période, les grandes organisations humanitaires ont dévoilé aux pays occidentaux les conditions de vie des habitants des pays en voie de développement, et l'impact de la durée disponible des ressources fossiles et les problèmes environnementaux.

Cette association de facteurs a entraîné l'évolution de systèmes de réfrigération fonctionnant grâce à l'énergie solaire. Ces systèmes sont particulièrement adaptés aux régions où l'ensoleillement est élevé et où il n'y a pas de possibilité d'être raccordé à un réseau électrique.

Depuis les années 80, les installations utilisant la conversion électrosolaire ont l'ascendant sur celles exploitant la conversion solaire thermique. Toutefois, depuis quelques années, la conversion solaire thermique connaît un fort regain d'intérêt. Ceci est essentiellement dû à trois facteurs :

- Le rendement des panneaux photovoltaïques commercialisés n'a augmenté que faiblement depuis de nombreuses années ($\eta = 10$ à 15 %).
- Le champ des applications des systèmes solaires thermiques s'élargit.
- Les problèmes environnementaux liés à l'utilisation de fluides frigorigènes (CFC et HCFC) contenus dans les circuits des systèmes frigorifiques à compression. Ces fluides frigorigènes sont interdits à cause de leurs effets néfastes sur la couche d'ozone.

Les systèmes de réfrigération solaire ont été généralement utilisés comme un moyen complémentaire pour faire prolonger la chaîne de production du froid aux secteurs ruraux surtout dans le domaine médical (conservation des vaccins).

Les systèmes d'adsorption peuvent être fabriqués sans pièces mobiles en utilisant localement la technologie disponible dans les pays en voie de développement. Ils n'ont aucun besoin de pièces de rechange importées.

Cependant, les performances thermiques des systèmes solaires à adsorption, réalisés jusqu'ici, sont très basses, de l'ordre de 10%.

Durant ces dernières années beaucoup de travaux ont été réalisés sur les principes de base et les théories de la réfrigération solaire à adsorption.

A travers cette revue, nous avons entamé une modélisation d'un réfrigérateur solaire à adsorption, accomplie par une estimation technico-économique de son coût.

Notre travail est réparti en quatre chapitres, après une brève introduction générale, on commence par une synthèse bibliographique sur quelques travaux très récents concernant ce domaine de recherche.

La thermodynamique de l'adsorption et sa définition ; les principes de la réfrigération solaire à adsorption avec sa modélisation et ses résultats sont rassemblés au deuxième chapitre.

Les différents constituants de cet appareil (bâti, condenseur, évaporateur) et leurs modélisations avec les différents résultats obtenus sont détaillés au troisième chapitre.

Le quatrième chapitre concerne l'étude technico-économique de ce réfrigérateur solaire, son coût est estimé.

Ce mémoire est clôturé par une conclusion générale et par des recommandations pour les futures études concernant ce thème de recherche.

Chapitre 1

ETATS DES CONNAISSANCES CONCERNANT LA REFRIGERATION SOLAIRE A ADSORPTION

1. ETAT DES CONNAISSANCES CONCERNANT LA REFRIGERATION SOLAIRE A ADSORPTION

Le développement des systèmes de réfrigération de sorption solide (adsorption) actionnés par énergie solaire ont apparu à la fin des années 70, suivant le travail pilote de Tchernev [1], qui a étudié un cycle de sorption solide utilisant le couple zéolithe-eau. Dans ce qui suit, on vous donne uniquement les études les plus récentes sur ce type de réfrigérateurs, utilisés dans les climats chauds saharien et subsahariens

J. MAYOR et DIND [2] ont étudié et réalisé un prototype de réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple gel de silice-eau, au sein de la HES - SO/EIVD en suisse. Ce système se caractérise par sa compacité et par son aptitude à être transporté. D'un volume utile de réfrigération de 100 litres environ, la surface du capto-adsorbeur est de $1 m^2$. Sa masse totale atteint environ 150 kg. La machine a été construite avec des matériaux permettant de minimiser la masse du système. L'utilisation de panneaux isolants sous vide (PIV) pour la fabrication du bahut de réfrigération a permis de réduire considérablement les pertes thermiques tout en conservant un volume de réfrigération important par rapport au volume d'encombrement.

Un système de vanne autonome fut développé afin de supprimer toute manipulation humaine lors du fonctionnement. Ce système de réfrigération a été dimensionné pour permettre de refroidir quotidiennement de 30 degrés K une charge équivalente en eau de 2.5 à 3.7 kg dans un climat chaud de type sahélien. L'énergie stockée sous forme de glace dans l'évaporateur permet de couvrir 3 jours de fonctionnement en absence de soleil.

L'étude du cycle été basé sur le cycle intermittent d'adsorption. En choisissant le modèle de Dubinin-Radushkevich [3], pour la modélisation de l'adsorption, le réfrigérateur solaire a été dimensionné pour répondre aux exigences demandées par les programmes de vaccination en climat sahélien. Ils ont considéré des conditions de températures extrêmes de 43°C durant la journée et 35°C la nuit, et une irradiation moyenne de 5 kWh/m²j. La simulation numérique et les données expérimentales ont abouti au dimensionnement final représenté comme suit :

- **Capto-adsorbteur :**

Un capteur de $1m^2$ de surface avec un absorbeur composé de 14 tubes de 1m de longueur, en acier inoxydable de 0.5 mm d'épaisseur, remplis de 35kg de silicagel¹.

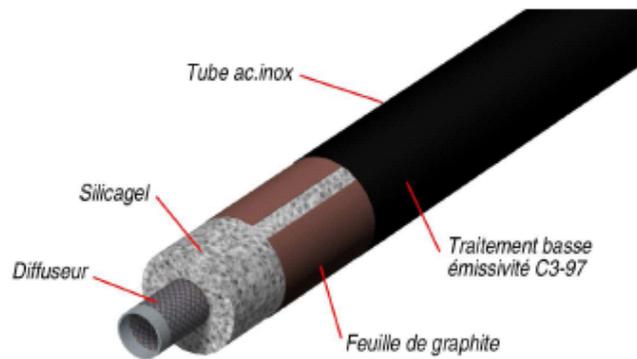


Figure 1.1 : Éclaté d'un tube de l'adsorbteur [2]

Le silicagel est emprisonné entre la paroi du tube et un fin grillage cylindrique servant de diffuseur. Le lit uniforme de silicagel ainsi formé a une épaisseur d'environ 20mm.

- **Condenseur :**

Le condenseur à air (échangeur à ailettes) est refroidi par convection naturelle il forme une surface d'échange de $3 m^2$. Il a été fabriqué à partir d'un condenseur industriel transformé pour répondre aux besoins du réfrigérateur solaire.

- **Évaporateur auto-stockeur :**

Les principales caractéristiques de l'évaporateur :

- Surface d'échange : $0.7 m^2$.
- Volume d'eau servant de stock énergétique : 13 litres.
- Volume d'eau cyclé quotidiennement : environ 1.5 litres.

¹ : Silicagel = Gel de silice

- **Coefficient de performance :**

Sur un cycle journalier, le coefficient de performance global (COP_s) est défini comme étant le rapport entre l'énergie soutirée à l'évaporateur et l'énergie solaire reçue par le capteur. Les résultats des (COP_s) on été résumé dans le tableau suivant :

$COP_{estim} = 0.10$		$COP_{estim} = 0.15$	
$m_{gl}[kg]$	COP_s	$m_{gl}[kg]$	COP_s
1	0.12	1	0.17
2	0.14	2	0.19
4	0.15	3	0.20

Tableau 1.1 : Hypothèse de stock de glace formé et COP_s correspondant à partir de $COP_{estim}=0.10$, et $COP_{estim}=0.15$ pour des m_{gl}^2 variants [2]

Au Laboratoire d'Énergie Solaire de la Faculté des Sciences de Rabat, F. Lemmini et A. Errougani [4], ont réalisé un réfrigérateur solaire à adsorption. Ce prototype utilise le couple charbon actif-méthanol. Les différents éléments de cet appareil solaire sont :

- Un capteur de surface égale à $1m^2$ contient 22 kg de charbon actif.
- Un condenseur de surface $10m^2$.
- Un évaporateur de surface $1m^2$.
- Une chambre froide de 100 litres contient l'évaporateur.

L'étude de ce réfrigérateur est toujours basée sur la thermodynamique de l'adsorption et les différents modèles utilisés dans cette étude sont basés sur le modèle de Dubinin- Radushkevich, et l'étude théorique des cycles intermittents. Les différents paramètres constituant les éléments de cette machine sont :

- **Capteur plan :**

Le capteur, élément essentiel de la machine, est un parallélépipède en cuivre, contenant l'adsorbant qui est le charbon actif.

Les dimensions du capteur sont les suivantes :

² : Masse du stock de glace (Kg).

- Côté de 97 cm
- Épaisseur de 6 cm dont 5 cm du charbon actif AC35 sous forme de grains et 1 cm d'espace vide aménagé entre le lit du charbon actif et la plaque arrière, à l'aide d'une grille en inox.

La masse de charbon actif (22 kg) est répartie dans le capteur entre les 18 ailettes rectangulaires, permettant d'avoir un bon transfert thermique.



Figure 1.2 : Vue du capteur plan [4]

- **Condenseur à air :**

Le condenseur à air utilisé est constitué de 4 tubes. Chaque tube a un diamètre de 2,5 cm et contient 96 ailettes espacées de 1 cm. Les ailettes ont une forme carrée de 10 cm de côté et de 0.5cm d'épaisseur. La surface d'échange du condenseur est de 10 m².

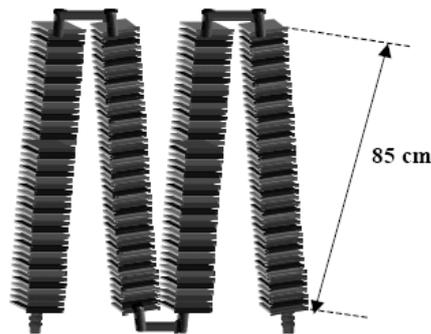


Figure 1.3 : Vue du condenseur à ailettes [4]

- **Evaporateur :**

L'évaporateur a une surface d'échange parallélépipède en cuivre de 1 m^2 . Le vide à l'intérieur du bahut est utilisé comme une chambre froide.



Figure 1.4 : Vue de la chambre froide [4]

Une simulation numérique de trois entrepôts frigorifiques solaires dans le climat chaud et sec, Marocain de type présaharien a été réalisée par F. Bentayeb et F. Lemmini [5]. Dans ce travail les auteurs ont utilisé les propriétés du couple charbon actif-méthanol. Ces entrepôts, destinés à stocker des vaccins, des produits agricoles (fruits, légumes) et du poisson, sont dimensionnés pour fonctionner dans fourchette de température allant de 0 à 5°C .

La modélisation de la machine frigorifique solaire est basée sur la thermodynamique de l'adsorption et le cycle intermittent d'adsorption. Cette étude a traité les composants suivants :

- Capteur solaire
- Condenseur
- Evaporateur
- Chambre froide

Le modèle physique du transfert de masse utilisé par ces chercheurs est basé sur l'équation d'équilibre thermodynamique bivariant, issue de la théorie de Dubinin (concept d'adsorption en volume dans les micropores).

$$m = W_0 \rho(T) \exp \left[-D \left(T \ln \frac{P_0}{P} \right) \right] \quad (1.1)$$

Pour la simulation, le modèle nécessite des données décrivant la machine. Le poids de l'adsorbant est de 20 kg de charbon actif par mètre carré de capteur, le réfrigérant est du méthanol de conductivité thermique égale à 0,11 W/(m.K). Le capteur à ailettes est en cuivre de conductivité thermique égale à 300 W/(m.K). La conductivité thermique du lit d'adsorbant est égale à 0,17 W/(m.K). Le condenseur de coefficient de transfert global de l'ordre de 1,29 W/(m².K), est refroidi par convection naturelle. L'évaporateur a un coefficient d'échange global de 6 W/(m².K).

Les chercheurs Marocains ont donné des résultats concernant : l'influence de l'isolation thermique ; l'influence du volume utile et les pertes thermiques sur la surface du capteur solaire.

- Ils ont conclu que la bonne isolation thermique (faible coefficient de transfert thermique) influe d'une façon considérable sur la surface ou le nombre de capteurs solaires à installer (figure 1.5).

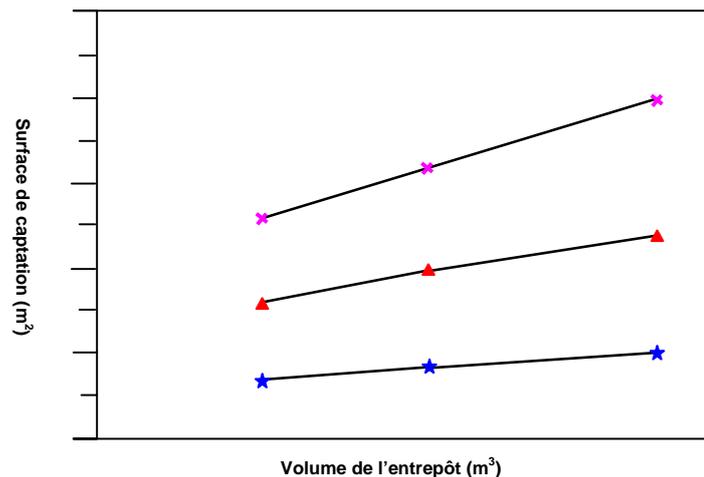


Figure 1.5 : Variation de la surface de captation en fonction du volume de L'entrepôt pour différents isolants thermiques [5]

- La remarquable influence des isolants thermiques sur la réalisation a conduit à une étude d'optimisation (technico-économique) entre les différents isolants thermiques.

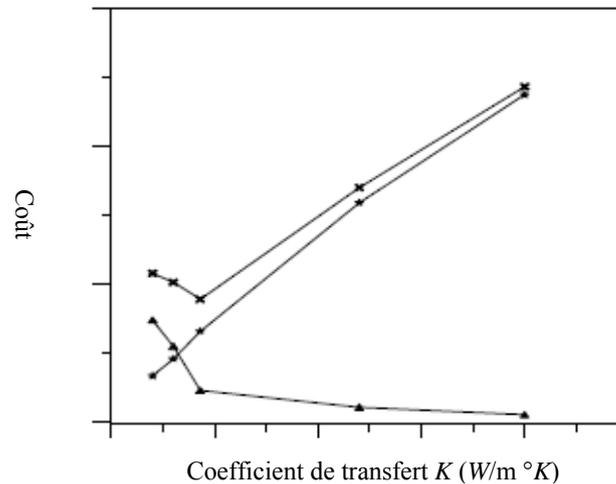


Figure 1.6 : Variation du coefficient de transfert de chaleur global en fonction du coût [5]

C. Hildebrand et PH. Dind [6], ont testé des réfrigérateurs solaires à adsorption à rendements élevés. Le réfrigérateur solaire à adsorption fonctionnant avec le couple silicagel-eau a été construit en septembre 2000 à Yeverdon–les-bains, en suisse.

Cet appareil ne contient aucune pièce mobile, ne consomme aucune énergie mécanique et est relativement facile à fabriquer. Il est constitué de tubes cylindriques représentant le système d'adsorption ; du capteur solaire (plaque plate de $2 m^2$) ; du condenseur refroidi à l'air (convection naturel) et de l'évaporateur contenant 40 litres d'eau qui peuvent geler.

Description de la machine :

- Le couple d'adsorption : Le réfrigérant est l'eau, et l'adsorbant est un Silicagel microporeux
- Collecteur-adsorbant : Le capteur solaire ($2 m^2$, angle d'inclinaison de 30°) à double-vitrage : un film de Téflon est installé entre le verre et l'adsorbant lui-même. L'adsorbant se compose de 12 tubes parallèles (72,5 millimètres de diamètre) qui contiennent le silicagel (78,8 kilogrammes). Les tubes sont couverts de couche sélective électrolytique

(Chrome-noire, d'Energie Solaire SA), ce qui absorbe 95% du rayonnement solaire incident tout en présentant une émissivité de 0,07 dans les longueurs d'onde infrarouges. Les tubes sont construits avec un matériel d'une conductivité élevée et une basse capacité de chaleur spécifique (feuilles de graphite).

- Condenseur : les huit tubes à ailettes parallèles font le condensateur, et sont refroidis par la convection naturelle. La surface d'échange (tubes à ailettes) est de $6,9 \text{ m}^2$.
- Evaporateur producteur de glace : l'évaporateur se compose de trois anneaux de tubes de section carrée. La surface totale d'échange de chaleur est de $3,4 \text{ m}^2$. L'évaporateur contient 40 litres d'eau qui peuvent être transformées en glace pendant l'étape d'évaporation (la nuit).



Figure 1.7 : Photo et plan du réfrigérateur solaire [6]

L'influence des conditions météorologiques (température et irradiation externes) sur les performances de ce système de réfrigération solaire a été testée sur une longue période. Ce système de réfrigération solaire à adsorption présente des coefficients de performances très intéressants ($COP_{SR} = 0,16$ et $COP_{SN} = 0,13$). Ces valeurs sont meilleures que les autres systèmes adsorptifs (les valeurs les plus élevées de $COP_{SR} = 0,10$ à $0,12$ ont été obtenues avec les systèmes d'adsorption zéolite-eau (Grenier Ph. et al, 1988 [7]) et charbon actif-méthanol (Boubakri A. et al, 1992 [8]; M. de pont et Grenier Ph, 1987 [9]). Les premiers essais (septembre 2000) ont donné des performances très prometteuses, avec un COP_{SR} brut de 0,19. Après des modifications mineures, une deuxième série d'essais a été effectuée pendant l'été 2001. Cette série d'essais a montré l'influence des paramètres extérieurs sur les caractéristiques de la

machine. Ils ont obtenu des changements de COP_{SR} considérable (de 0.10 à 0.25), qui peut nous conduire à dire qu'un changement moyen de l'ordre de 0.16 a été remarqué à cause de l'influence de ces paramètres sur les valeurs du COP_{SR} .

Une simulation dynamique d'une machine à adsorption à un cycle « simple effet » a été réalisée par D. Lachance et M. Brenier [10]. Ce travail présente quelques rappels concernant le principe de fonctionnement d'une telle machine, une description du prototype ainsi que l'analyse des résultats expérimentaux. Un modèle de simulation dynamique complète ce travail. Ce dernier est validé avec les résultats obtenus lors de la partie précédente et est ensuite utilisé afin de présenter des résultats simulés d'un cycle original à simple effet.

L'installation de la pompe à chaleur à adsorption étudiée est constituée d'un adsorbeur (1), d'un condenseur (2), d'un évaporateur (3), d'un échangeur de chaleur eau/huile (4), d'un circuit d'huile haute/moyenne température ainsi que d'une chaudière (5) permettant de fournir l'énergie nécessaire à la boucle d'huile à haute température.

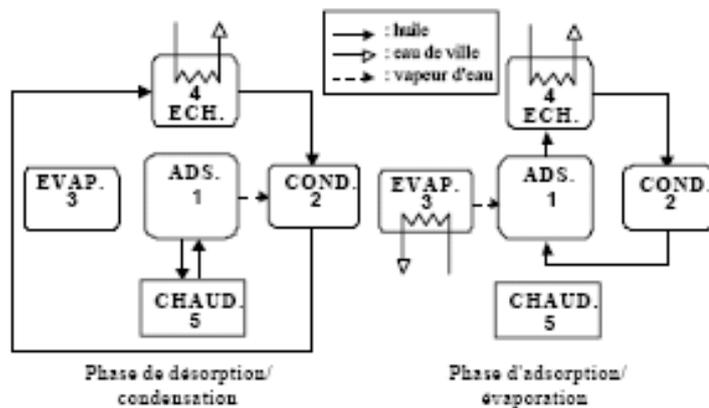


Figure 1.8 : Représentation schématique du dispositif expérimental étudié [10]

L'absorbant est constitué de zéolithe auquel est ajouté du graphite naturel expansé recomprimé. Ceci confère au mélange de meilleures propriétés de transfert de chaleur et une moindre résistance au transfert de masse due à une porosité importante (>80%).

L'évaporateur est à film tombant constitué d'un faisceau de 13 tubes de 25 mm de diamètre et de 1m de long. Le fluide frigoporteur circule à l'extérieur des tubes tandis que le fluide frigorigène s'évapore à l'intérieur des tubes. La surface d'échange offerte à l'évaporation est de 0.94 m^2 .

Le condenseur est un échangeur du type tubes et calandre à disposition verticale. Le fluide caloporteur circule à l'intérieur des tubes tandis que le fluide frigorigène se condense à l'extérieur des tubes verticaux. La surface d'échange est de $1,25 \text{ m}^2$.

La chaudière offre une puissance de chauffage de 10 kW électrique et une température maximale de 300 °C. La circulation de l'huile est assurée par une pompe centrifuge pouvant fournir un débit volumétrique de 117 l/mn.

Le cycle d'une machine à adsorption étant par nature discontinu (1 cycle = 4 phases), le modèle est du type dynamique pour tenir compte de toutes les phases transitoires. Pour l'adsorption, ils ont choisi un modèle de Dubinin-Ashtakov [11] pour modéliser l'eau en état liquide, ils l'ont considéré comme un gaz parfait en état gazeux.

$$W = W_0 \rho(T) \exp \left[T \ln \left(\frac{P_0}{P} \right) \right]^n \quad (1.2)$$

Les résultats obtenus sont montrés sur les figures suivantes :

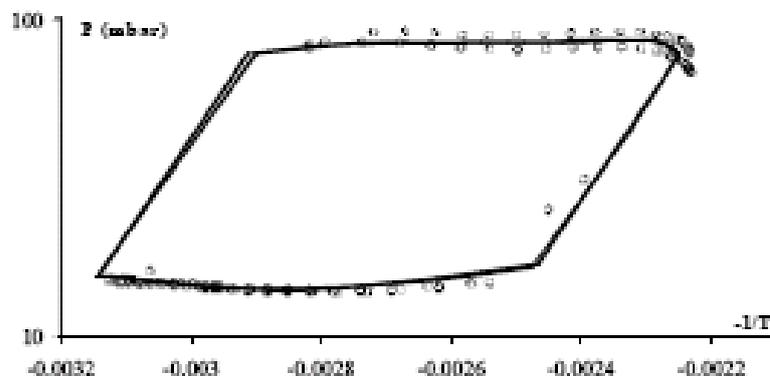


Figure 1.9 : Représentation dans un diagramme de Clapeyron du parcours expérimental (o o o o) et simulé (—) suivi par l'adsorbeur [10]

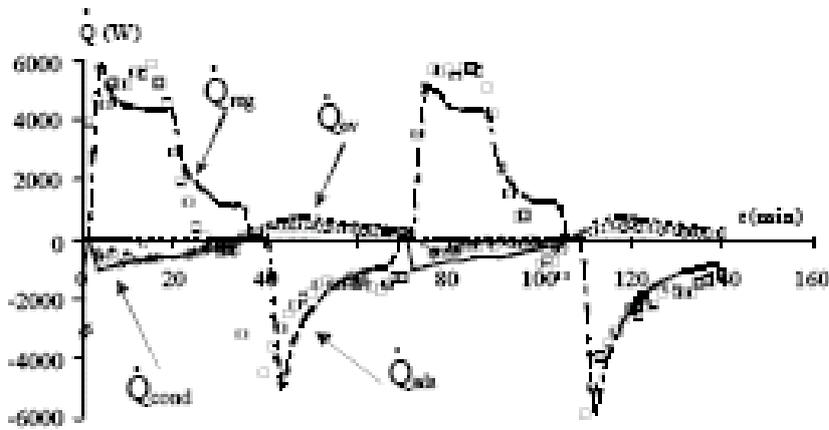


Figure 1.10 : Évolution des différentes puissances simulées (—) et expérimentales (o o o o) régnant dans l'adsorbeur au cours du temps [10]

On remarque que les performances atteintes par le prototype expérimental (simple effet) sont avérées plus faibles que prévues. En effet, un COP de $0,13$ a été obtenu pour des conditions de fonctionnement standard ($T_b=10^\circ C$, $T_m=40^\circ C$, $T_h=180^\circ C$).

Une fraction de la zéolithe (environ la moitié) semble avoir été neutralisée lors de la fabrication du matériau consolidé (mélange graphite/zéolithe), ce qui correspond à un rapport m_m/m_z d'environ 5 (masse de métal/masse de zéolithe de l'adsorbeur). Le COP simulé d'une telle machine, avec le rapport m_m/m_z de 2.5 prévu à l'origine, s'élève à $0,28$ ($0,31$ dans le cas d'une installation mieux isolée).

Tomas Nûnez et H-M. Henning [12] ont modélisé un cycle d'adsorption en comparant les caractéristiques des différents adsorbants. La sélection du matériel appropriée aux applications d'adsorption thermodynamique dépend des caractéristiques thermodynamiques du couple choisit, aussi en raison des différentes conditions de travail selon le mode de fonctionnement (pompe à chaleur, réfrigération, etc.), le choix du couple diffère d'un domaine à un autre, pour cela le présent travail a été destiné pour faire une comparaison entre les différents adsorbants très connues dans le domaine de réfrigération et du chauffage.

Les données d'équilibre sont obtenues en laboratoire thermo-analytique installé à Fraunhofer ISE [12]. L'installation du laboratoire se compose d'une balance thermogravimétrie (TG) pour déterminer la quantité de vapeur adsorbée à des températures et de pressions éventuelles, et un calorimètre modifié de balayage différentiel (DSC) pour la mesure de la chaleur de sorption. L'installation est une boucle fermée dans laquelle l'échantillon est placé dans une atmosphère de la vapeur pure du fluide de fonctionnement.

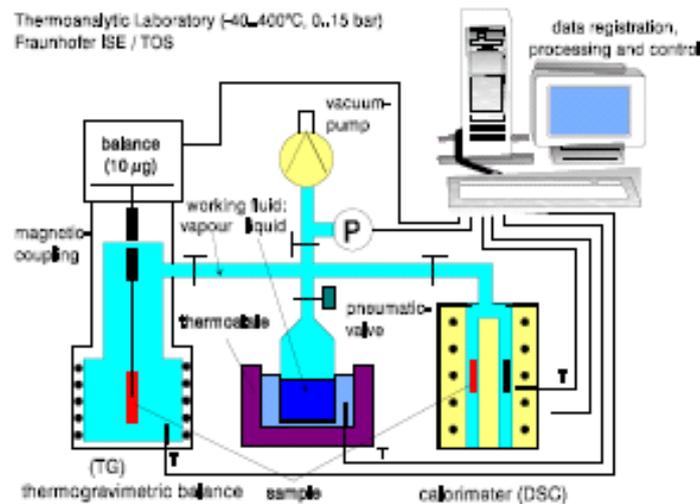


Figure 1.11 : Banc d'essais thermo-analytique de la caractérisation des adsorbants [12]

Le traitement des données et le calcul de toutes les quantités thermodynamiques sont réalisés selon la théorie de Dubinin de remplissage des volumes des pores : pour le cas d'un adsorbant carboné microporeux étudié dans les années 50 et les années 70 (par exemple Dubinin 1975).

Pour la modélisation, le modèle décrit précédemment est utilisé pour décrire les différents paramètres.

$$\omega = -\Delta G = RT \ln \left(\frac{P_0(T)}{P} \right) \quad (1.3)$$

Avec :

$$W = \frac{X(T, P)}{\rho(T)} \quad (1.4)$$

L'avantage opérationnel principal de la formulation du Dubinin se situe dans le fait que toutes les fonctions thermodynamiques peuvent être calculées à partir de cette courbe caractéristique. Pour la comparaison, ils ont choisi quatre différents adsorbants récapitulés dans le tableau ci dessous :

adsorbants	Masse volumique (Kg/m ³)	Chaleur spécifique (KJ/kg °K)
SWS-1L	646.0	0.88
Silica gel N	805.1	1.01
Silica gel LE-32	620.0	1.04
Zéolithe 13x	896.3	1.04

Tableau 1.2. Caractéristiques des différents adsorbants utilisés [12]

Les résultats présentés sont une combinaison entre la théorie et l'expérience surtout dans le cas de la détermination des différentes caractéristiques d'adsorbants.

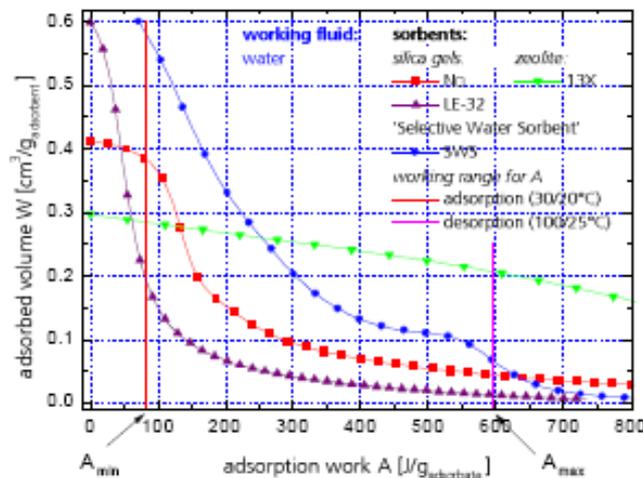


Figure 1.12. : Comparaison des différentes courbes pour les quatre adsorbants avec de l'eau comme un couple adsorbant [12]

La figure 1.12 montre les courbes caractéristiques pour les quatre différents matériaux conçus comme adsorbants : gel de silice N (pores étroits), gel de silice LE-32 (pores larges), zéolithe 13X et SWS³-1L, les valeurs ω_{\max} et ω_{\min} ainsi que la courbe caractéristique définissent une valeur

³ : Selective water sorbent.

maximum et une valeur minimum du volume adsorbé W pour les conditions du travail particulières.

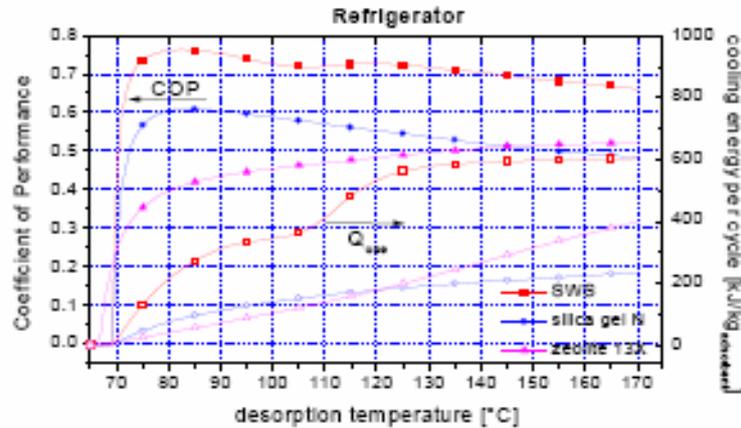


Figure 1.13 : Coefficients de performance et l'énergie de réfrigération d'un cycle à adsorption pour des températures maximums de désorption [12]

La figure (1.13) montre que le COP obtenu avec le SWS est plus grand que les COP des autres matériaux. Cela est dû à la plus grande quantité d'eau adsorbée pendant le fonctionnement du cycle. Bien que les COP de la zéolite 13X et du gel de silice N soient très semblables pour toutes les températures considérées, la chaleur disponible par cycle est beaucoup plus élevée pour la zéolite 13X, elle est environ le double par rapport à celle nécessaire au gel de silice.

Pour ces calculs, ils ont supposé que le condenseur aussi bien que l'adsorbant (pendant la phase d'adsorption) est refroidi avec un radiateur à la température ambiante. D'autre part, dans presque tous les cas présentés ici, le gel de silice a un COP considérable par rapport au zéolithe pour des températures plus élevées à 120°C , contrairement au zéolithe qui est plus efficace et stable pour des températures plus élevées à 180°C (pour ces cas le gel de silice ne peut pas résister à des températures élevées au-delà de 180°C).

Les couples de réfrigération par adsorption répondant aux exigences environnementales et le développement durable ont été étudiés par Q. Cui et G. Tao [13]. Les performances de désorption des différents couples d'adsorption destinés à la production du froid ont une grande importance, surtout dans le domaine industriel. Le but de leur étude est de faire une comparaison

et de connaître les différentes performances de chaque couple par des instruments de type WCT-1.

Le but essentiel est de calculer les isothermes des adsorbants, avec des appareils expérimentaux fabriqués pour répondre aux conditions des cycles intermittents de réfrigération par adsorption.

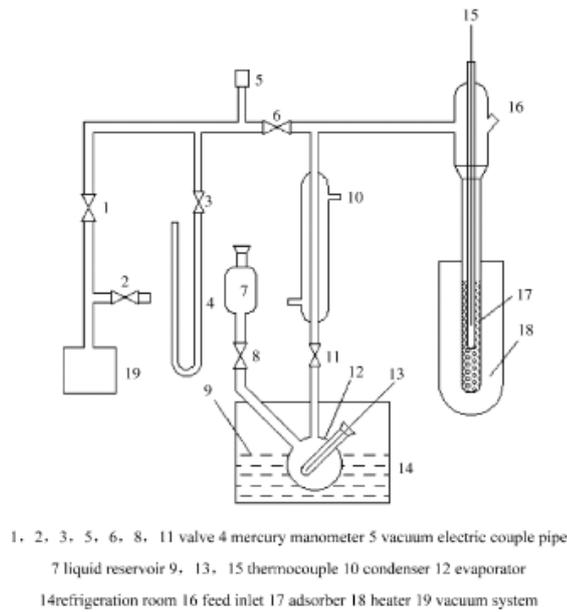


Figure1.14 : Dispositif de simulation des systèmes de réfrigération à adsorption [13]

Les résultats obtenus sont présentés sur les figures suivantes :

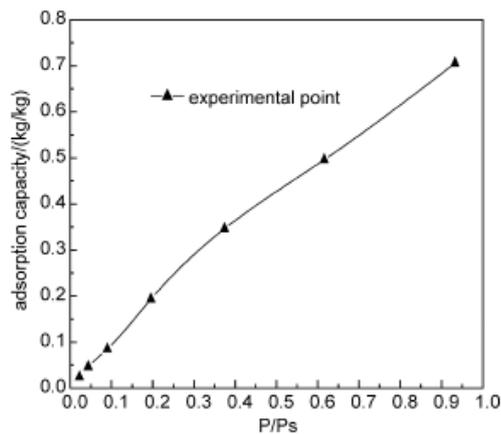


Figure1.15. Isotherme d'adsorption pour le NA⁴ [13]

⁴ : Zéolithe NA.

La figure 1.15 montre l'isotherme du couple NA-eau, on remarque que la capacité d'adsorption est importante pour ce genre du couple de l'ordre de 0,7 kg/kg.

Dans les cycles d'adsorption la température de désorption influe directement sur le comportement de l'adsorption, pour cela tous les résultats des différents couples ont été récapitulés dans le tableau 1.3 suivant :

Couples de fonctionnement	Température de désorption (°C)	Quantité maximale perdue (mg/min)	Température de désorption initiale (°C)	Température finale (°C)
13x-eau	159	0.26	56	220
NA-eau	115	1.32	55	154
13x-éthanol	167	178	55	346
charbon actif-éthanol	81	113	59	153
NB- éthanol	104	106	58	149

Tableau 1.3 : Analyse thermique des différents couples de fonctionnement [13]

L'influence de la température de régénération sur le comportement des différents couples est récapitulée dans le tableau 1.4. La capacité frigorifique est un facteur majeur dans le choix des couples et la quantification du cycle du point de vue thermodynamique, le tableau 1.4 montre les capacités frigorifiques pour différents couples, il est bien évident d'après ce tableau que la capacité du NA est plus grande de trois fois à celle du 13x pour une température de désorption de l'ordre de 100°C.

Couples de fonctionnement	Température finale (°C)	Capacité de désorption (Kg/Kg)	Capacité frigorifique (KJ/Kg)
13x-éthanol	100	0.0331	28
	200	0.0867	72
charbon actif-éthanol	80	0.140	118
	120	0.189	159
	150	0.572	452
NB-éthanol	90	0.325	274
	120	0.454	383
	150	0.572	452
13x-eau	100	0.078	190
	150	0.118	302
	200	0.158	385
	250	0.186	454
	300	0.21	512
NA-eau	100	0.21	522
	150	0.31	756
	200	0.36	883
	250	0.37	903
	300	0.38	922

Tableau 1.4 : Caractéristiques de désorption et de réfrigération pour les différents couples à différentes températures de régénération [13].

D'après ces résultats, on peut conclure que :

- Le maximum de la capacité d'adsorption concernant le couple NA-eau (0,7 kg/kg) et NB - éthanol (0,8 kg/kg) est plus grand de trois fois à celle du couple charbon actif-méthanol.
- La capacité frigorifique du couple NA-eau (922 kJ/kg) et NB-éthanol sont plus élevées de 2,4 fois à celle du charbon actif-méthanol.
- Comme couple environnemental et sans risque le NA-eau et NB-éthanol peuvent substituer au couple charbon actif-méthanol dans la réfrigération par adsorption pour des faibles sources chaleur.

Chapitre 2

**MODELISATION
de la réfrigération
solaire à adsorption.**

Ce travail, vise à maîtriser et connaître de près le domaine de la réfrigération solaire à adsorption. Ce domaine a comme objectif d'offrir une alternative «énergétiquement propre » aux systèmes de réfrigérateurs existants, dans les zones dépourvues de réseau électrique. De plus l'utilisation des couples (zéolithe- eau, gel de silice - eau et charbon active - eau) de fonctionnement rend ces systèmes à adsorption sans aucun danger pour l'utilisateur et l'environnement.

Notre travail répond aux objectifs suivants :

- Modélisation de l'adsorption (modèle utilisé de : Dubinin – Radushkevich) pour définir les différentes caractéristiques thermiques du cycle d'adsorption, utilisant les deux couples de fonctionnement : zéolithe - eau et gel de silice – eau.
- Faire une comparaison thermodynamique entre les cycles utilisant les deux couples précédents, avec une autre comparaison économique.
- Modélisation des différents composants du réfrigérateur (Bahut, condenseur et évaporateur).
- Estimation du coût global de ce réfrigérateur, en indiquant quelques techniques utilisées dans la réalisation de ces réfrigérateurs.

2. Modélisation de l'adsorption de la réfrigération solaire :

2.1 Adsorption physique :

L'adsorption d'un gaz (adsorbat) sur un solide (adsorbant) se traduit par une augmentation de la densité du gaz à l'interface des deux phases. L'adsorption est dite adsorption physique lorsqu'elle est due à des forces d'interaction physiques entre les atomes, ou groupements d'atomes du solide et les molécules de gaz. Le terme surface correspond à la totalité de la surface du solide, surface géométrique pour un solide non poreux, à laquelle s'ajoute pour un solide poreux, la surface interne des pores, accessible aux molécules du gaz.

Le phénomène d'adsorption, contrôlé par la diffusion des molécules, atteint son équilibre relativement rapidement (quelques secondes à quelques minutes) mais peut se prolonger sur des

temps très longs pour les adsorbants microporeux en raison du ralentissement de la diffusion du gaz dans ces structures de dimensions voisines du diamètre des molécules de gaz.

L'adsorption physique repose sur le potentiel de paire $U(r)$, décrivant l'énergie potentielle de deux particules, identique ou non. Ce potentiel est relié aux forces intermoléculaires $F(r)$ par :

$$U(r) = - \int_{\infty}^r F(r) dr \quad (2.1)$$

Ces forces mises en jeu se résument en :

- (a) forces de dispersion de London, qui s'exercent entre molécules possédant des Dipôles fluctuants instantanés, ces forces (énergies) varient en $1/r^6$;
- (b) forces de Keesom, qui s'exerce entre des molécules possédant des dipôles permanents et qui varient également en $1/r^6$;
- (c) forces d'induction de Debye, qui s'exercent entre une molécule possédant un dipôle permanent et une molécule possédant un dipôle induit par le précédent, elles varient aussi en $1/r^6$.
- (d) forces de répulsion, qui s'exerce entre les nuages électroniques des molécules. Ces forces agissent à courtes distances.

Les interactions de London donnent naissance à des liaisons qui maintiennent ensemble des molécules ne possédant pas de charges électriques permanentes. Ces interactions sont aussi appelées forces de Van Der Waals. Elles sont dues au mouvement des électrons à l'intérieur des molécules qui peuvent engendrer de petits moments dipolaires instantanés.

Un petit dipôle local peut induire sur une autre molécule un autre dipôle instantané orienté de sorte que l'interaction entre les deux dipôles soit attractive.

Des interactions électrostatiques peuvent aussi se combiner aux forces de Van Der Waals. Ces interactions sont importantes entre molécules polaires ou ioniques. La polarisation des molécules du gaz à l'intérieur du champ électrique de la surface du solide produit un potentiel d'interaction très important. Ce potentiel dépend de l'intensité du champ électrique à la surface de l'adsorbant et de la polarisabilité des molécules de gaz.

Ce type d'interaction se rencontre dans le cas des adsorbants contenant des ions (zéolithe) ou dans le cas d'adsorbants qui présentent des groupements de surface comme nous le verrons plus tard. Dans certains cas, l'interaction entre les atomes du solide et les molécules de gaz conduit à la formation de liaisons chimiques. Il s'agit alors de chimisorption.

2.1.1 Isothermes d'adsorption :

L'étude de l'adsorption d'un gaz par un solide est en général destinée à fournir des informations sur la surface spécifique et sur la structure poreuse du solide. La quantité de gaz retenue par un échantillon donné dépend de la température T , de la pression P de la vapeur, et de la nature du gaz et du solide

$$Na^1 = f(p, T, \text{gaz}, \text{solide}) \quad (2.2)$$

Pour un système particulier à une température donnée, l'isotherme d'adsorption est l'expression de la quantité adsorbée en fonction de la pression.

$$Na = f(p, \text{gaz}, \text{solide}) \quad (2.3)$$

Selon le couple adsorbat - adsorbant étudié, l'allure de la courbe isotherme peut être différente. La grande majorité des isothermes peut être classée en six types selon leur allure.

¹ : Nombre de molécules adsorbé.

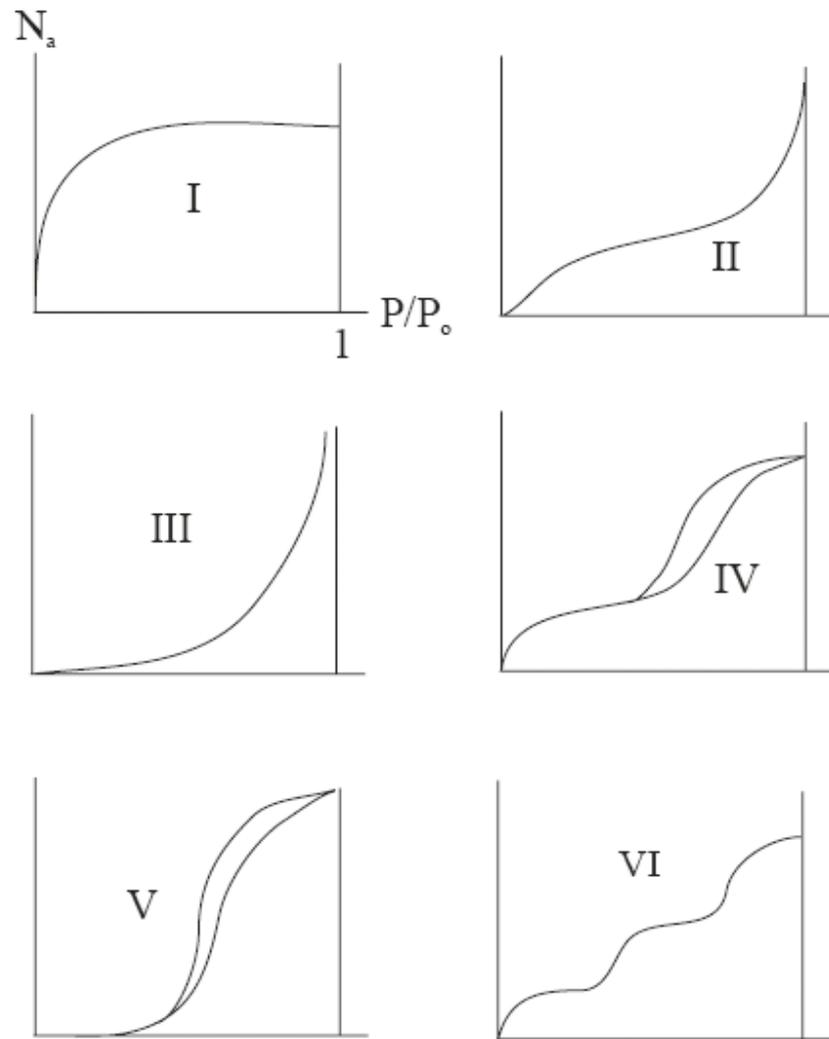


Figure 2.1 : Les différents types d'isothermes selon IUPAC [14]

Le type d'isotherme obtenu permet déjà de tirer des conclusions qualitatives sur les interactions entre les adsorbats et l'adsorbant [14].

Les isothermes de type I sont typiques d'une adsorption en monocouche, ou correspondant au remplissage de micropores avec saturation lorsque le volume à disposition est totalement rempli. Ce type d'isothermes est caractéristique pour l'adsorption sur les charbons microporeux et les zéolithes (c'est le cas qui nous intéresse).

Les isothermes de type II, au contraire, correspondent en général à l'adsorption multicouche sur des surfaces ouvertes. Cependant, une isotherme de type II peut aussi résulter

d'une somme d'isothermes I + II (remplissage de micropores suivi d'une adsorption multicouche sur une surface externe).

Les isothermes de type III reflètent un manque d'affinité entre l'adsorbat et l'adsorbant, et des interactions adsorbat - adsorbant relativement fortes. C'est le cas de l'adsorption de l'eau sur des surfaces hydrophobes (par exemple graphite ou charbons actifs contenant peu d'oxygène).

Les isothermes de type IV peuvent résulter de la combinaison d'une isotherme de type I (adsorption forte, mais limitée) et de type V. C'est le cas de l'eau sur les carbones riches en oxygène [15,16].

Les isothermes de type V reflètent aussi une forte interaction entre les adsorbats. De plus, l'existence d'une hystérésis au cours de la désorption reflète la présence de mésopores dans lesquels la vapeur se condense en formant un ménisque de forte courbure.

Les isothermes de type VI présentent des marches caractéristiques d'une adsorption multicouche sur une surface non- poreuse très homogène.

2.1.2. Théories de Langmuir :

La première théorie fondamentale de l'adsorption des gaz sur des solides fut proposée par Langmuir [16] [17] en 1918. Le modèle repose sur trois hypothèses:

- l'adsorption est localisée et ne donne lieu qu'à la formation d'une monocouche;
- tous les sites sont équivalents et la surface est uniforme ;
- il n'y a pas d'interaction entre les molécules adsorbées ;

2.1.3. Modèle d'adsorption en monocouche :

La variation de l'adsorption avec la pression résulte de la mise en place graduelle d'une monocouche (figure 2.2.). L'équilibre dynamique entre les molécules qui atteignent la surface (molécules adsorbées) et celles qui la quittent (molécules désorbées) permet d'évaluer l'adsorption. En effet, le changement du taux d'adsorption est proportionnel à la pression P et au nombre de sites vacants $N(1-\theta)$, où N est le nombre total de sites et θ le taux de recouvrement : D'un autre côté, la quantité désorbée est proportionnelle au nombre de molécules adsorbées $N\theta$:



Figure 2.2 : Représentation du modèle en monocouche de Langmuir

$$\frac{d\theta}{dt} = v_{ads} PN(1 - \theta) \quad (2.4)$$

D'un autre côté, la quantité désorbée est proportionnelle au nombre de molécules adsorbées $N\theta$:

$$\frac{d\theta}{dt} = v_{des} N\theta \quad (2.5)$$

A l'équilibre dynamique, les quantités adsorbées et désorbées sont égales et la combinaison des équations (2.4) et (2.5) conduit à l'isotherme de Langmuir

$$\theta = \frac{bP}{1 + bP} \quad \text{Avec } b = \frac{v_{ads}}{v_{des}} \quad (2.6)$$

2.1.4 Théorie de Polanyi :

A une température suffisamment inférieure à la température critique de l'adsorbat, Polanyi assimile la phase adsorbée à un liquide incompressible, et suppose parfait le gaz qui la surmonte.

Le travail des forces d'adsorption est alors considéré comme un travail de compression qui amène une molécule de gaz de pression P à la pression P_0 qu'elle devrait avoir pour se condenser. Soit ω ce travail :

$$\omega = \int_P^{P_0} V_G dP = \int_P^{P_0} RT \frac{dP}{P} = RTLn \frac{P_0}{P} = RTLnX \quad (2.7)$$

Avec V_s est posé égale au volume molaire du liquide à la même température et sous la pression P_0 correspondante. Physiquement, si nous négligeons la dilatation du liquide en fonction de la température cela revient à dire que, à nombre de molécules adsorbées donnée, correspond, quelque soit la température, une même valeur v du produit $T LnP_0/P$; en d'autres termes, la pression relative à laquelle est adsorbée une quantité donnée est liée à la température par une équation de la forme : $\frac{P}{P_0} = e^{v/T}$

La connaissance d'une isotherme permet de construire point par point la courbe ω en fonction du produit NV_s .

2.1.5 Théorie de Dubinin :

La théorie du remplissage des micropores développée par M. M. Dubinin dans les années 40 a contribué d'une façon considérable à la description de l'adsorption sur les solides microporeux. L'avantage majeur de cette équation vient du fait qu'elle utilise des paramètres bien définis indépendants de la température à l'exception de P_0 ce qui permet de décrire les isothermes d'adsorption avec un minimum de données.

L'origine de cette théorie est basée sur la corrélation entre la quantité adsorbée et le potentiel thermodynamique de Polanyi [18] [20] :

Ce potentiel représente le changement d'énergie libre de Gibbs entre la phase liquide (à température T et à pression de saturation P_0) et l'état adsorbé (à température T et à pression d'équilibre P).

La théorie de Dubinin essentiellement utilisée dans le cas du remplissage des micropores, peut aussi être utilisée dans le cas de l'adsorption sur certaines surfaces non poreuses (équation de Dubinin-Radushkevich-Kaganer).

En 1947, Dubinin et Radushkevich ont proposé la relation permettant de décrire l'adsorption de molécules organiques par les charbons actifs [21,22]. Sous sa forme moderne, l'équation de Dubinin - Radushkevich (DR) s'écrit :

$$V = V_0 \exp\left(-D\left(\frac{T}{\beta} \ln\left(\frac{P_0}{P}\right)\right)^2\right) \quad (2.8)$$

En 1971, Dubinin et Astakhov ont généralisé la relation (2.8) en introduisant un exposant n variable, ce qui permet de décrire l'adsorption par les zéolithes et d'autres adsorbants (ex : gel de silice) [20] et [22]. Cette nouvelle équation dite de Dubinin-Astakhov (DA) s'écrit dans sa forme générale :

$$V = V_0 \exp \left[-D \left(\frac{T}{\beta} \ln \left(\frac{P_0}{P} \right) \right)^n \right] \quad (2.9)$$

L'exposant n reflète l'hétérogénéité du solide. En effet, plus il est élevé, plus la structure du solide est homogène. Dans le cas des charbons actifs, il est normalement compris entre 1.5 et 3 aussi pour les zéolithes et le gel de silice, la valeur $n = 2$ étant la plus fréquente surtout pour le charbon active et les zéolithes (DR).

Le V_0 est la capacité maximale d'adsorption et V est le volume d'adsorbat lié à la masse m et à la masse volumique ρ de la phase adsorbée son unité est m^3/kg . D est une constante caractérisant la taille et la distribution des micropores de l'adsorbant. β Est le coefficient d'affinité particulièrement pour l'adsorbant, et n est une caractéristique constante de l'adsorbant.

Ainsi Critoph [23], Jing et Exell [24] et Anyanwu et Ogueke [25] ont employé le modèle de (DA) ou (DR) pour la modélisation de l'adsorption des différents couples (adsorbat - adsorbant) pour l'évaluation des cycles de la réfrigération dans le but de la conception de ces réfrigérateurs.

2.2 Thermodynamique de l'adsorption :

Pour un solide et une vapeur donnée, l'interaction dépend de la forme de la surface, par exemple, l'interaction avec une surface plane est inférieure à l'interaction d'une molécule plongée dans un puits [26]. Cette modification peut être assez importante pour que les calculs prévoient un rapport entre l'interaction d'une molécule noyée dans un solide et l'interaction d'une molécule sur un plan. Ces considération géométriques ont amené certains auteurs à faire une classification des types d'adsorbants suivant la taille des pores :

- pour les pores de gros diamètre ($>1000\text{\AA}$), le processus de remplissage est proche d'un processus multi - couches existant dans le cas des surfaces planes.

- pour les pores intermédiaires (entre quelques dizaines d'angströms et 1000Å) on a un remplissage par couches pour les faibles taux de remplissage et un remplissage par condensation capillaire à la saturation.
- Pour les micropores (quelques Angströms), on a un phénomène de remplissage en volume dans lequel la notion de couches successives n'a plus réellement de sens.

Nous présentons un rappel de notions de thermochimie utilisées dans la thermodynamique de l'adsorption. Considérons l'énergie interne d'un système fermé sans réaction chimique, sa variation s'écrit :

$$dU = TdS - PdV \quad (2.10)$$

Si le système est de composition variable, par l'introduction ou la disparition d'une quantité dn_i moles de chacun des constituants du système, la relation 2.10 se transforme en cas général :

$$dU = TdS - PdV + \sum_i u_i dn_i \quad (2.11)$$

Où u_i est le potentiel chimique du constituant i et défini par l'équation :

$$u_i = \left(\frac{\partial U}{\partial n_i} \right)_{s, V, n_j} \quad (2.12)$$

L'énergie libre de Gibbs est définie par :

$$G = U + PV - TS \quad (2.13)$$

Par différentiation et comparaison avec l'équation (2.12), on aboutit à la formule fondamentale :

$$dG = -SdT + VdP + \sum_i u_i dn_i \quad (2.14)$$

Le potentiel chimique u_i du constituants i peut être défini par :

$$u_i = \left(\frac{\partial G}{\partial n_i} \right)_{T,P,n_i} \quad (2.15)$$

Par intégration à température et pression constantes, on obtient la relation fondamentale :

$$G = \sum_i u_i n_i \quad (2.16)$$

Par différentiation, nous obtenons :

$$dG = \sum_i u_i dn_i + \sum_i n_i du_i \quad (2.17)$$

Le rapprochement des deux expressions de dG des équations (2.13) et (2.16) fournit la relation :

$$-SdT + VdP - \sum_i n_i du_i = 0 \quad (2.18)$$

Dans le cas qui nous intéresse, nous considérons que nous avons un constituant (le fluide) qui peut se trouver dans trois états différents :

- état liquide (indice L).
- état solide (indice S).
- état gazeux (indice G).

Les grandeurs qui nous intéressent sont les grandeurs molaires différentielles, c'est ainsi que dans la phase adsorbée nous différencions l'équation (2.13) qui donne :

$$du_s = -\bar{S}_s dT + V_s dP + \left(\frac{\partial \bar{u}_s}{\partial n} \right) dn_s \quad (2.19)$$

Où : $\bar{S}_s = \frac{\partial V_s}{\partial n_s}$ est l'entropie molaire différentielle de la phase adsorbée, différente de l'entropie moyenne $S_s = \frac{S}{n_s}$.

$\bar{V}_s = \frac{\partial V_s}{\partial n_s}$: est le volume différentiel de la phase adsorbée.

A l'équilibre entre la phase adsorbée et la phase gazeuse les potentiels chimiques sont égaux $\bar{u}_s = u_G$. Si l'on déplace l'équilibre, nous aurons $d\bar{u}_s = du_G$. On peut déplacer l'équilibre de la phase adsorbée en modifiant la température, la pression et la quantité adsorbée. Nous nous intéressons aux déplacements d'équilibre lorsque l'une de ces trois grandeurs est constante.

- si la température est constante, nous avons un déplacement isotherme ;
- si la pression est constante, nous avons un déplacement d'équilibre isobare ;
- si la quantité adsorbée est constante, nous avons un déplacement d'équilibre isostère².

Pour la phase gazeuse, nous avons :

➤ **Isotherme :**

Dans ce cas nous avons :

$$d\bar{u}_s = \bar{V}_s dP + \left(\frac{\partial \bar{u}_s}{\partial n_s} \right) dn_s \quad (2.20)$$

$du_G = d\bar{u}_s$ Devient :

$$(V_G - \bar{V}_s) dP = \left(\frac{\partial \bar{u}_s}{\partial n_s} \right) \partial n_s \quad (2.21)$$

Nous négligerons V_s devant V_G et appliquons l'approximation des gaz parfaits pour V_G cela donne :

² : Variation à concentration constante.

$$RT \left(\frac{d \ln P}{dn_s} \right)_T = \left(\frac{\partial u_s}{\partial n_s} \right)_{P,T} \quad (2.22)$$

Qui donne une relation entre la pression et la masse adsorbée dès lors que l'on connaît la relation $\bar{u}_s(n_s)$.

➤ **Isobare :**

On obtient :

$$-\bar{S}_s dT + \bar{V}_s dP = -S_G dT + V_G dP \quad (2.23)$$

Qui avec l'approximation des gaz parfait et en négligeant V_s devient :

$$(S_g - \bar{S}_s) dT = RT^2 (\ln P) \quad (2.24)$$

Soit :

$$\left(\frac{d \ln P}{dT} \right)_{n_s} = \frac{S_g - \bar{S}_s}{RT^2} = \frac{h_g - h_s}{RT^2} = \frac{q_{st}}{RT^2} \quad (2.25)$$

Qui est la relation de Clapeyron adoptée à la transition de phase : Phase adsorbée - phase vapeur.

2.2.1 Chaleur isostérique développée à partir du modèle Dubinin -Radushkevich [26] [38]:

L'application de Cassius Clapeyron à l'équilibre de l'adsorption phase vapeur - phase adsorbée permet d'écrire :

$$\Delta H_m = RT^2 \left(\frac{d \ln P}{dT} \right) \quad (2.26)$$

Et pour la phase condensation-évaporation :

$$L = RT^2 \left(\frac{d \ln P_0}{dT} \right) \quad (2.27)$$

L'équation de (DR) sous la forme générale :

$$\ln\left(\frac{m}{V_0 \rho(T)}\right) = -D(T \ln\left(\frac{P_0(T)}{P}\right))^n \quad (2.28)$$

Par dérivation, on obtient (à masse adsorbée m =constante) :

$$-\frac{d}{dT} \ln \rho(T) = -Dn \left(T \ln \frac{P_0}{P}\right)^{n-1} \left[T \left(\frac{d}{dT} \ln P_0 - \frac{d \ln P}{dT} \right) + \ln \frac{P_0}{P} \right] \quad (2.29)$$

En posant : $\alpha = -\frac{d}{dT} \ln(\rho(T))$

$$-\frac{\alpha}{Dn} \left(T \ln \frac{P_0}{P}\right)^{1-n} = T \left(\frac{d \ln P_0}{dT} - \frac{d \ln P}{dT} \right) + \ln \frac{P_0}{P} \quad (2.30)$$

$$\Delta H_m = L + RT \left(\ln \frac{P_0}{P} \right) + \frac{RT\alpha}{nD} \left(T \ln \frac{P_0}{P}\right)^{1-n} \quad (2.29)$$

Où L est la chaleur latente de l'adsorbat à la température T et α est le coefficient de dilatation de la phase adsorbée.

2.3 Adsorbants :

Au sens strict, tous les solides sont des adsorbants. Cependant, seuls les adsorbants ayant une surface spécifique suffisante (surface par unité de masse) peuvent avoir des intérêts pratiques. Les adsorbants industriels ont généralement des surfaces spécifiques au-delà de $100 \text{ m}^2/\text{g}$, atteignant même quelques milliers de m^2/g .

Ces adsorbants sont nécessairement microporeux avec des tailles de pores inférieures à 2 nm ou mésoporeux avec des tailles de pores comprises entre 2 nm et 50 nm (selon la classification de l'IUPAC). Les adsorbants industriels les plus courants sont les suivants : les

charbons actifs, les zéolites, les gels de silice et les alumines activées. Les zéolites se distinguent des trois autres types d'adsorbants par leurs structures cristallines conduisant à des micropores réguliers de taille uniforme (d'où le nom de tamis moléculaires).

➤ **La zéolithe :**

Les zéolites [27, 28,29] sont constituées d'un squelette d'aluminosilicate de formule brute $M_{2/n} \cdot Al_2O_3 \cdot xSiO_2 \cdot yH_2O$, où M est un cation compensateur de charge, facilement échangeable. Les atomes d'aluminium et de silicium sont entourés de 4 atomes d'oxygène et forment des tétraèdres TO_4 (fig.2.5) qui sont des unités primaires de construction. Ces tétraèdres s'arrangent en structure géométrique : unité D6R, cage β ou groupement "pentasil" qui sont des unités secondaires de construction [14]. Le cation compensateur de charge M crée des sites favorables à l'adsorption de l'eau.

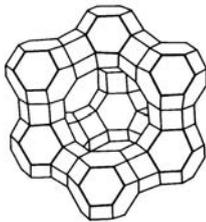


Figure 2.3. Super - cage

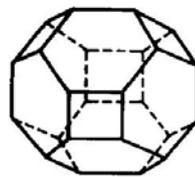


Figure 2.4. Cage β

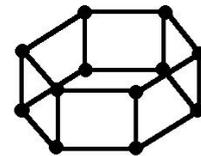


Figure 2.5. Unité D6R

L'arrangement de cage β et d'unité D6R permet la construction de super-cages (figure2.3.) qui définissent les zéolites de type faujasite. Les groupements "pentasil" (figure.2.6) s'arrangent de manière à former une chaîne (figure.2.6a). L'assemblage de ces chaînes (figure.2.6.b) engendre une structure microporeuse régulière en canaux horizontaux et verticaux (figure.2.7). La taille des pores est définie par le nombre d'atomes composant l'ouverture des pores.

Dans le cas de la faujasite, les pores correspondent aux super-cages. Le diamètre extérieur du pore est de 0.74 nm (ouverture à 12 atomes d'oxygène). Le diamètre interne moyen de la cavité est de 1.25 nm . La taille des cavités varie suivant l'arrangement géométrique et le rapport Si/Al.

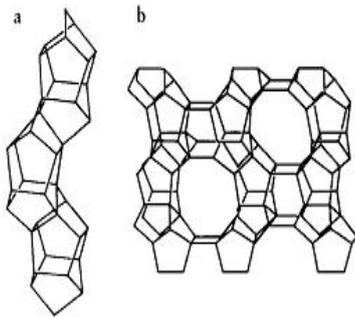


Figure 2.6. Groupement pentasil P

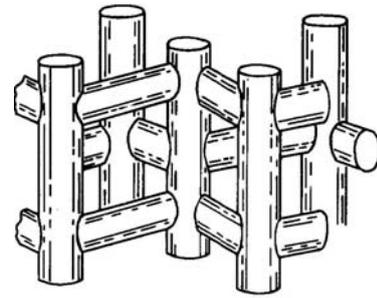


Figure 2.7. Structure en canaux de la zéolithe

Parmi les zéolithes très utilisées dans la réfrigération solaire, la zéolithe *13X*, qui a une structure cubique d'arête égale à 24.95 \AA . La maille élémentaire de la zéolithe *13X* contient 8 unités sodalités. La zéolithe *13X* se présente sous deux formes :

- Soit sous forme de poudre (13XP) de couleur blanche.
- Soit sous forme de grains (13XG) cylindriques d'une longueur de 3.2mm.

Information économique :

- Le Japon a été l'un des premiers pays à réaliser les gains économiques potentiels que représentaient des gisements de zéolithes accessibles en abondance. La production mondiale de zéolithes naturelles se situe, estime-t-on, entre 3 et 4 millions de tonnes (Geological Survey des États-Unis). En ordre décroissant, la Chine, Cuba et le Japon sont les trois plus importants producteurs de zéolithes au monde.
- En 1999, la production canadienne était, estime-t-on, de 4000 tonnes, ce qui représente moins de 1 % de la production estimée à l'échelle mondiale (Industrial Minerals HandyBook, 3^e édition, 1999).

Le prix des zéolithes³ varie selon le traitement. Les zéolithes de qualité industrielle sont vendues entre 30 et 70 \$ la tonne (Industrial Minerals HandyBook, 3^{ème} édition, 1999).

³ : Pour les prix du zéolithes 13X, varient entre 200 à 400DA par Kg.

➤ **Gel de silice [28]:**

Les gels de silice ($\text{SiO}_2 \cdot n\text{H}_2\text{O}$) peuvent être obtenus par précipitation de silice en faisant réagir une solution de silicate de sodium avec un acide minéral (sulfurique ou chlorhydrique). Le gel obtenu est ensuite lavé, séché et activé. La structure des pores est créée par l'agglomération des microparticules sensiblement sphériques de dimension à peu près uniforme comprise entre 2 et 20 nm. Les principales propriétés physiques des gels de silice sont données dans le tableau 2.1.

La surface des gels de silice est rendue polaire par les groupements hydroxyles et ces gels adsorbent de préférence les molécules polaires comme l'eau et les alcools. Les utilisations principales des gels de silice sont le séchage, la séparation des composés aromatiques, le traitement du gaz naturel, etc.

2.4 La sélection du couple adsorbant/ adsorbat :

- **Choix d'adsorbat :**

Actuellement, il y a trois types de couple adsorbat/adsorbant qui sont favorisé dans la réfrigération solaire à adsorption solide.

L'ammoniac, méthanol et l'eau pour les adsorbats, le charbon actif, silicagel et la zéolithe pour les adsorbants. Le choix de n'importe quelle couple d'adsorbat/adsorbant dépend de certaines caractéristiques souhaitables de leurs constituants.

Ces caractéristiques s'étendent de leurs propriétés thermo - dynamiques et chimiques à leurs propriétés physiques et même à leurs coûts, ou leurs disponibilité comme énuméré ci-dessous.

Les adsorbats utilisés doivent avoir certaines caractéristiques positives :

- I. Une température d'évaporation au dessous de 0°C .
- II. Petite taille des molécules tels qu'elle peut être facilement adsorbée par l'adsorbant.

- III. Des diamètres microporeux de l'ordre de 20\AA .
- IV. Une chaleur latente élevée avec un bas volume spécifique.
- V. Thermiquement stable avec l'adsorbant le long du cycle.
- VI. Non – toxique, non – corrosif et inflammable.
- VII. Basses pressions de saturation (légèrement au-dessus de la pression atmosphérique) à des températures de fonctionnement normale.

Une étude [40] sur les adsorbants utilisés a prouvé que le méthanol et l'eau fonctionnent à des pressions de saturation sous - atmosphériques avec les températures de fonctionnement requises. Ces conditions qui influent mal sur le fonctionnement du système (des prises d'air).

L'ammoniac n'a pas ce problème mais sa pression de saturation (13bars) à une température de $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ implique une température de condensation très élevée. L'ammoniac, le méthanol et l'eau, tous ont des valeurs de chaleur latentes relativement élevées de l'ordre de 1368, 1102 et 2258 kJ/kg respectivement, et avec des bas volumes spécifiques, de l'ordre environ de $10^{-3}\text{ m}^3/\text{kg}$. L'ammoniac est toxique et corrosif tandis que l'eau et le méthanol ne le sont pas. L'eau est le plus thermiquement stable avec les adsorbants, suivi par le méthanol et l'ammoniac dans cet ordre.

Cependant, l'eau ne peut pas être employée pour la congélation parce que sa température de congélation est de 0°C . Ceci fait que le méthanol est l'adsorbant favorable pour congélation.

- **Choix d'adsorbant :**

Les considérations importantes influençant le choix d'un adsorbant approprié sont:

- I. L'adsorption de grandes quantités d'adsorbat sous les basses températures pour avoir un COP élevé.
- II. Désorption de la majeure partie de l'adsorbat une fois est exposé à l'énergie thermique.
- III. Possession d'une grande chaleur latente d'adsorption par rapport à la chaleur sensible.

- IV. Aucune détérioration avec l'âge ou l'utilisation.
- V. Non -toxique et non - corrosif.
- VI. Prix réduit et largement disponible.

Les adsorbants doivent avoir les propriétés (i) et (ii), le charbon actif est le meilleur adsorbant car il a toutes les propriétés citées.

Les zéolites normales ont également les mêmes propriétés, mais ils exigent de grandes quantités d'eau comme adsorbat, puisque seulement une quantité limitée d'adsorbat sera désorbée, en allant d'une température ambiante à la température du capteur.

Cependant, les zéolithes ont une autre propriété unique du fait que leurs isothermes d'adsorption ont une dépendance non linéaire de la pression [39], ce qui est important dans les applications de réfrigération solaires. Le charbon actif et le silicagel ont des isothermes presque linéaires en fonction de la pression.

Le Silicagel satisfait les critères (i) - (v) mais peut poser des problèmes de coût et de disponibilité dans la plupart des pays en développement.

Les températures d'adsorption - évaporation et génération – condensation ont été employées comme base pour la sélection des couples adsorbats –adsorbants.

Meunier [39]; en comparant les couples charbon - actif/ méthanol et zéolithe/eau, remarque que les températures d'adsorption – évaporation sont limitées à 40°C pour le charbon actif -méthanol avec une basse température de régénération ($<150^{\circ}\text{C}$) pour le même couple, contrairement au deuxième couple, les températures d'adsorption sont d'environ 70°C et des températures de régénération considérablement élevées (230 à 250°C).

Le couple charbon actif – méthanol est limité à des basses températures de régénération ($<150^{\circ}\text{C}$) à cause de l'instabilité du méthanol aux températures élevées. Ce couple permettrait à des sources de basse température d'être employées dans la réfrigération à adsorption.

Les figures 2.8 et 2.9 [40] [39] montrent les résultats d’une autre étude basée sur l’aspect thermodynamique des deux couples, un choix pour deux combinaison particulière, on le voit pour une température de condensation $T_c = 40^\circ\text{C}$, température d’évaporation $T_{ev} = 0^\circ\text{C}$, température d’adsorption $T_{ads} = 25^\circ\text{C}$ et 35°C , et une température de 100°C pour la régénération. Le couple charbon actif –méthanol atteint des COP entre 0.4 et 0.5, contre 0.3 pour le couple zéolithe - eau.

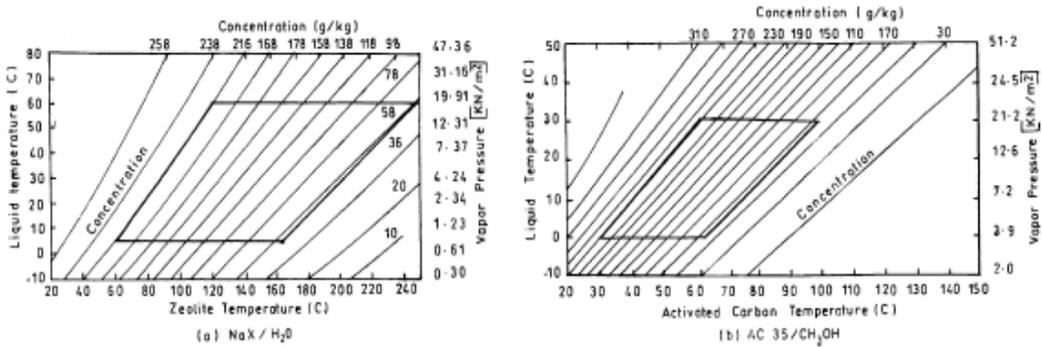


Figure 2.8 Ensemble typique des isostères pour différents couple adsorbant – adsorbat.

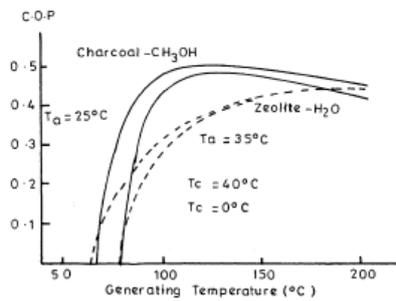


Figure 2.9 Comparaison des COP entre zéolithe – eau et charbon actif - méthanol

2.5 Système frigorifique à adsorption:

Le système thermique [1,30], objet de cette étude, est une machine passive fonctionnant uniquement avec l'énergie solaire selon un principe connu qui a donné lieu à de nombreuses publications dès les années 80 [31]. Cette machine peut s'apparenter à un réfrigérateur classique ayant comme organes fonctionnels, un évaporateur, un condenseur, et un compartiment isolé, dont le compresseur et le détendeur ont été remplacés par un adsorbant situé dans le capteur solaire. Le fluide frigorigène utilisé est l'eau. Ce fluide a l'avantage d'être non polluant et disponible en abondance sur terre.

L'eau présente également l'avantage de servir à la fois de fluide frigorigène et de moyen de stockage de l'énergie. Une autre caractéristique importante de ce système est son cycle, fermé et intermittent qui s'accomplit en 24 heures.

L'adsorption est la réaction produite dans l'adsorbant solaire entre l'adsorbant (ex : le silicagel) et le fluide frigorigène (l'eau) appelé adsorbat (l'adsorption est une réaction chimique exothermique). L'intermittence du cycle de production de froid du réfrigérateur solaire, est synchronisée avec celle de la source énergétique solaire :

- La journée, le chauffage de l'adsorbant par le soleil produit la réaction endothermique de désorption. A ce moment-là, la pression augmente et les vapeurs d'eau chassées de l'adsorbat se condensent.
- La nuit le refroidissement de l'adsorbant fait chuter la pression et engendre la réadsorption par l'adsorbant «sec» de l'eau (adsorbat) condensée durant la journée. L'eau est évaporée de l'évaporateur.

- **Phase 1, Chauffage isostérique :**

Début de journée : Au lever du soleil, le capteur-adsorbant se trouve à basse température T_i (env. température ambiante) et la pression du système P correspond alors à la pression de saturation de l'adsorbat à la température de l'évaporateur T_{ev} : $P = P_{ev} = P_{sat}(T_{ev})$. A cet instant, la vanne autonome et les volets d'aération du capto-adsorbant sont fermés, l'évaporateur est isolé de

l'adsorbeur et du condenseur. La puissance rayonnée par le soleil (irradiance), en augmentant, chauffe le capteur adsorbeur et la pression du système augmente de façon globalement isostérique

- **Phase 2, Désorption et condensation :**

Milieu de matinée : La pression du système atteint la pression de saturation correspondante à la température (T_c) du condenseur, la condensation débute. L'irradiance et par conséquent, la température du capteur-adsorbeur augmentent encore, toutefois en supposant que le condenseur est idéal, la pression du système va suivre la pression de saturation correspondant à la température du condenseur (dans la figure 2.8 la température de l'air ambiant est supposée constante, $P = P_c = P_{sat}(T_c = T_{amb})$).

Dans le sens de la phase 2, la concentration du fluide dans l'adsorbant diminue. Cette quantité du fluide désorbé correspond à la quantité du fluide condensé qui s'écoule dans l'évaporateur, au travers de la vanne autonome, au fur et à mesure de la condensation.

- **Phase 3, Refroidissement isostérique :**

Fin d'après midi : Après le midi solaire, l'irradiance diminue régulièrement mais la température du capteur-adsorbeur augmente encore tant que le taux des pertes thermiques est inférieur aux gains (part de l'irradiance absorbée par le capto-adsorbeur). Il arrive un moment dans l'après-midi où les pertes thermiques compensent les gains. Cet instant correspond, dans le cycle théorique de la figure 2.8, à la température maximale du capto-adsorbeur, à la fin de la condensation et à la concentration minimale adsorbant dans l'adsorbant. Les condensats ont été totalement transférés dans l'évaporateur au travers de la vanne autonome et le volet d'aération du capteur est ouvert pour favoriser le refroidissement de l'adsorbeur. L'adsorbeur est déconnecté de l'évaporateur et le refroidissement se fait de façon globalement isostérique.

- **Phase 4, Adsorption et évaporation :**

Nuit : avec le refroidissement de l'adsorbant, la pression du capto-adsorbeur diminue et finit par atteindre la pression de saturation correspondant à la température de l'évaporateur T_{ev} : $P = P_{ev} = P_{sat}(T_{ev})$. La vanne autonome est à cet instant ouverte pour toute la durée de la nuit. La température du capto-adsorbeur continue de diminuer mais la pression $P = P_{ev}$ du système reste

constante car l'évaporateur se trouve à une basse température (mélange eau - glace) et reste constante tant que l'eau contenue dans l'évaporateur n'est pas entièrement transformée en glace. L'adsorbat contenu dans l'évaporateur et aspiré par l'adsorbant, il s'évapore à pression constante en soutirant de l'énergie à l'évaporateur. Les volets d'aération sont ouverts jusqu'au matin (début de la phase 1) pour permettre un refroidissement maximum du capteur - adsorbeur (le phénomène d'adsorption étant exothermique).

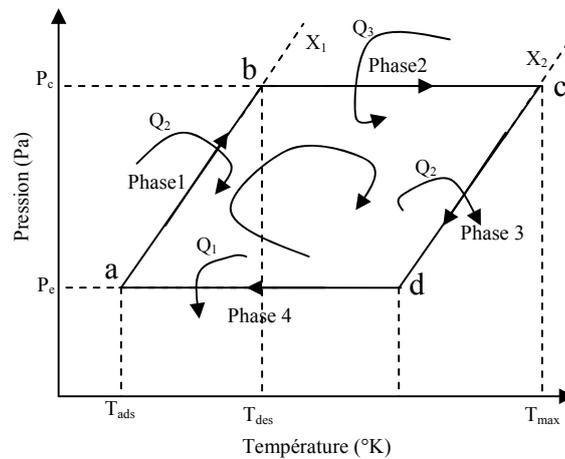
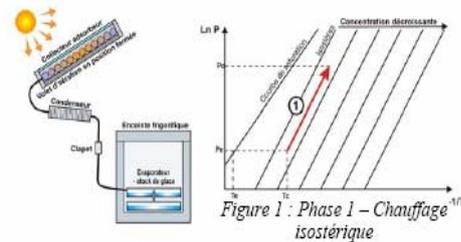


Figure 2.10. Cycle idéal d'une machine à adsorption solide [1]

Nous décrivons dans les figures suivantes le principe pour un système fonctionnant avec le couple silicagel / eau [6].

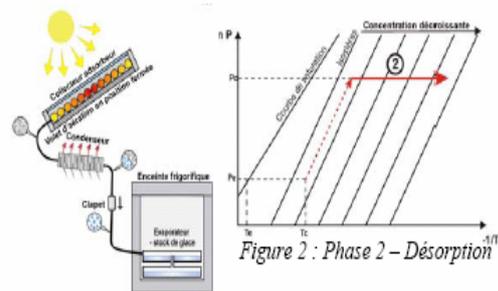
1. Chauffage isostérique (8h à 10h) :

Le rayonnement solaire chauffe le Collecteur - adsorbeur qui contient L'adsorbant. La pression augmente dans le système.



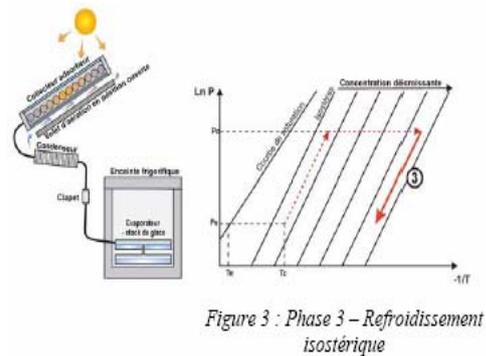
2. Désorption (10h à 16h) :

Lorsque le capteur a atteint la pression de saturation correspondant à la Température du condenseur, la vapeur de L'adsorbat se condense et s'écoule dans L'évaporateur.



3. Refroidissement isostérique : (16h à 19h)

En fin d'après-midi, avec la diminution de l'ensoleillement, le capteur se refroidit et la pression diminue dans le système. Le refroidissement est éventuellement favorisé par l'ouverture d'un volet d'aération en face arrière du collecteur - adsorbeur.



4. Adsorption (19h à 8h)

C'est la phase pendant laquelle le froid est produit. La température et la pression ayant diminué, l'adsorbant se trouve physiquement en déséquilibre et va se "recharger" en adsorbant l'eau contenue dans l'évaporateur. Cette vapeur est produite par évaporation du liquide contenu dans l'enceinte frigorifique, évaporation qui produit du froid par soutirage de chaleur au liquide (chaleur

latente d'évaporation). Lorsque le niveau de température atteint le point de congélation, il se solidifie et forme un stock "de froid" qui permet à l'enceinte de rester à basse température pendant la journée suivante, éventuellement plusieurs jours (2-3) en cas de conditions météorologiques défavorables.

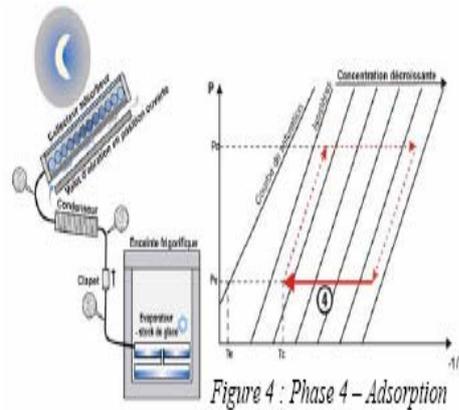


Figure 4 : Phase 4 - Adsorption

2.6 Modélisation et calcul :

Étape 1 :

La masse initiale contenue dans le capteur est calculée par l'équation de Dubinin-Radushkevich [21] [19] en fonction de la pression et la température :

$$V = V_0 \exp\left(-D\left(\frac{T}{\beta} \ln\left(\frac{P_0}{P}\right)\right)^n\right) \quad (2.32)$$

Avec :

$$P_0 = P_{sat}(T_{ads})$$

$$P = P_{sat}(T_{ev})$$

$$x = x_0(T) \rho(T) \exp\left(-D\left(T_{ads} \ln\frac{P_0}{P}\right)^n\right) \quad (2.33)$$

Ou :

$x_0(T)$: Concentration maximale à la température T , ($^{\circ}K$)

- La masse volumique et les pressions sont calculées par les équations suivantes :

$$\rho(T) = 667,14 + (2,8367)T - (6,9853E - 3)T^2 + (3,9556E - 6)T^3 \text{ Avec } (T \text{ en } ^{\circ}K).$$

$$\log P_0(T) = 7,924966 - \frac{1602,65}{T} - \frac{103979,9}{T^2} \text{ (Équation d'Antoine, la pression est en mmHg).} \quad (2.34)$$

- Le calcul de la température de désorption (le début de la désorption):

D'après l'équation du Dubinin-Radushkevich (2.9), et d'après le cycle de réfrigération on a : $V_a = V_b$, (voir figure 2.9) Donc :

$$V_a = V_0 \exp\left(-D\left(\frac{T_{ads}}{\beta} \ln\left(\frac{P_0(T_{ads})}{P_{ev}}\right)\right)^n\right) \quad (2.35)$$

Et :

$$V_b = V_0 \exp\left(-D\left(\frac{T_{des}}{\beta} \ln\left(\frac{P_0(T_{des})}{P_c}\right)\right)^n\right) \quad (2.36)$$

D'où :

$$\frac{V_a}{V_b} = \frac{\exp\left(-D\left(\frac{T_{ads}}{\beta} \ln\left(\frac{P_0(T_{ads})}{P_{ev}}\right)\right)^n\right)}{\exp\left(-D\left(\frac{T_{des}}{\beta} \ln\left(\frac{P_0(T_{des})}{P_c}\right)\right)^n\right)} = \exp\left[\left(-D\left(\frac{T_{ads}}{\beta} \ln\left(\frac{P_0(T_{ads})}{P_{ev}}\right)\right)^n\right) - \left(-D\left(\frac{T_{des}}{\beta} \ln\left(\frac{P_0(T_{des})}{P_c}\right)\right)^n\right)\right] \quad (2.37)$$

Ainsi :

$$1 = \exp(0) \Rightarrow T_{ad} \ln \frac{P_0(T_{ads})}{P_{ev}} = T_{des} \ln \frac{P_0(T_{des})}{P_c} \text{ d'après [32] on peut écrire :}$$

$$T_{ads} \ln \frac{P_0(T_{ads})}{P_{ev}} = T_{des} \ln \frac{P_0(T_{des})}{P_c}, \text{ En utilisant l'équation d'Antoine (2.34)) pour calculer les}$$

pressions on aura : $T_{des} = \frac{T_{ad}^2}{T_{ev}}$ (cette équation est valable pour des températures de condensation

(T_c) très proche des températures d'adsorption (T_{ads}), pour le cas des températures de condensation élevés devant celle d'adsorption ($T_c > T_{ads}$) on utilise une méthode numérique (voir organigramme).

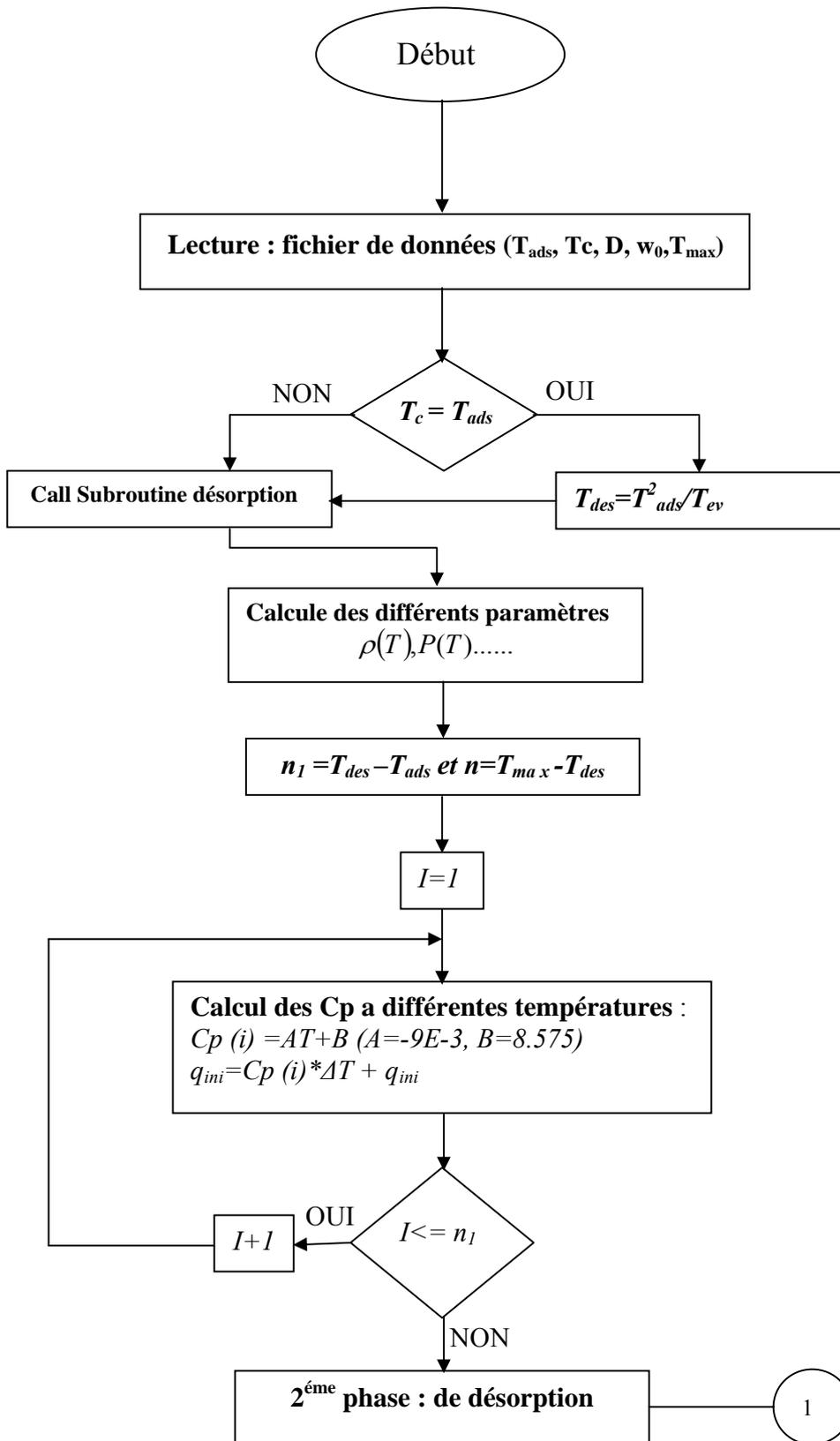
Etape 2 : Le calcul des masses d'adsorbant contenu dans le capteur à chaque température et la mass évaporé (voir organigramme 1).

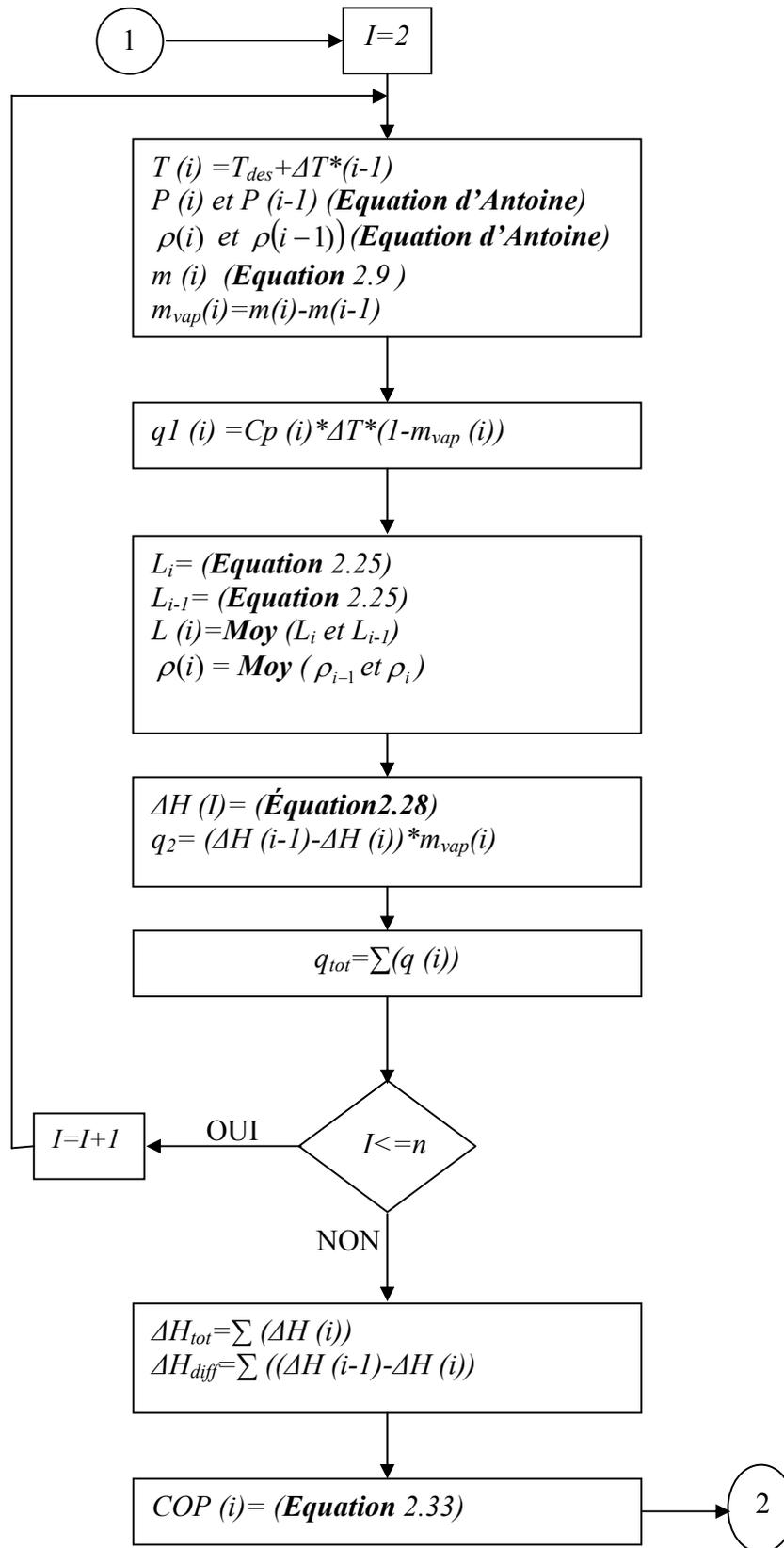
Etape 3 : Calcul des chaleurs nécessaires :

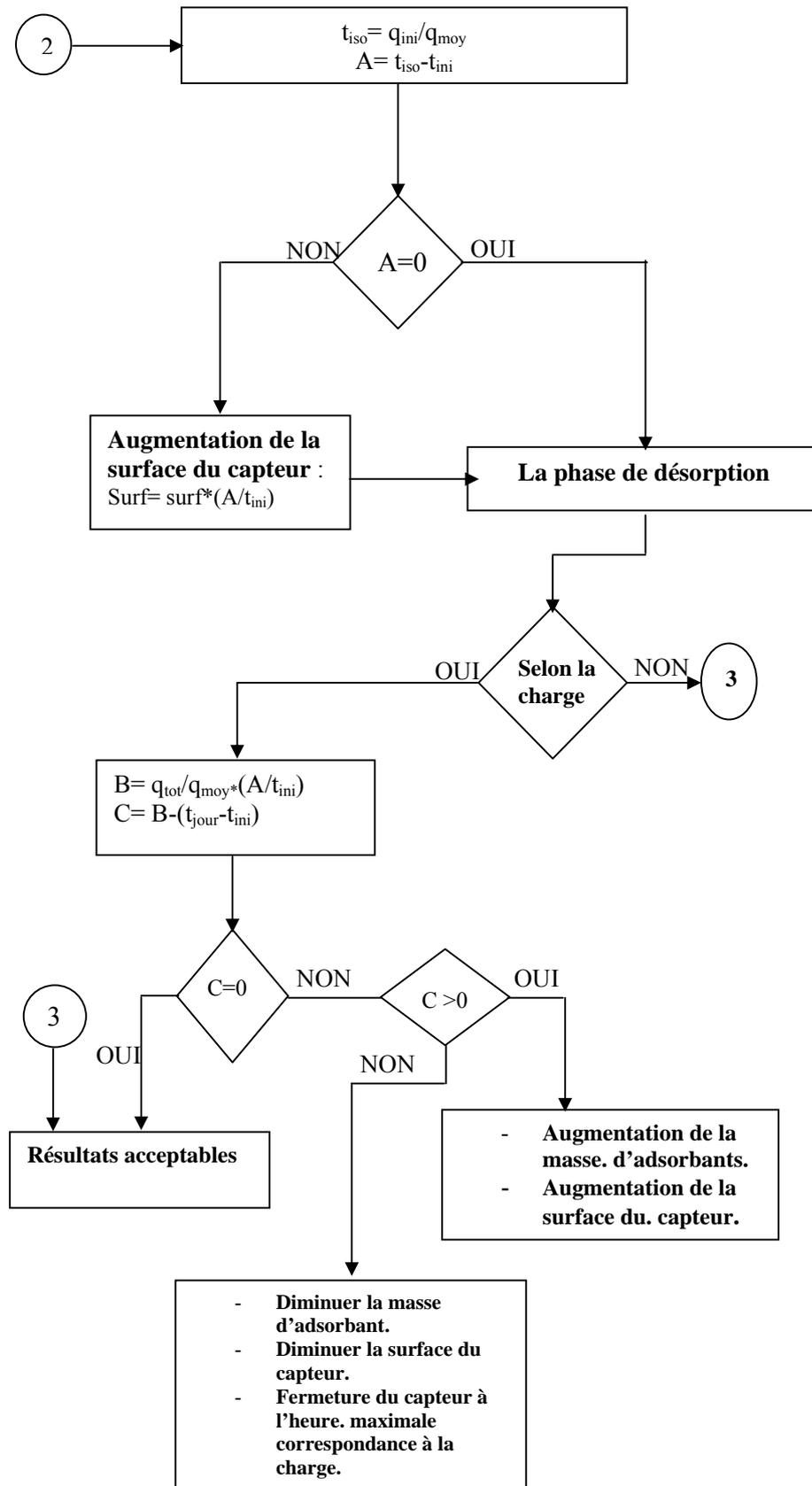
- Chaleurs nécessaires pour l'échauffement des différents métaux (un C_p supposant constant)
- Chaleur nécessaire pour l'échauffement des couple pour les deux phases isostérique et désorptive (un $C_p(T)$ supposé linéaire en fonction de T), (voir organigramme 1).

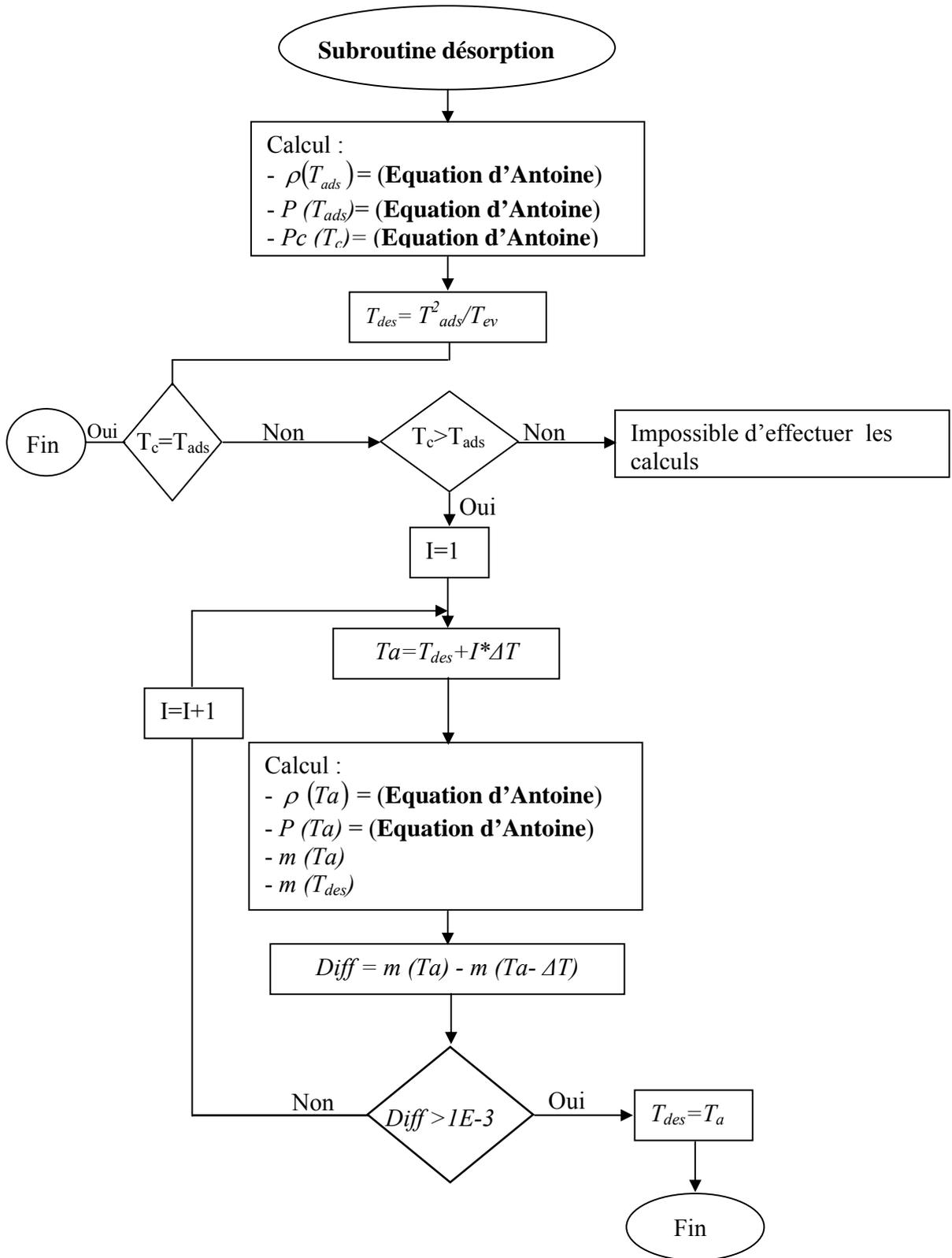
Etape 4 : Calcul du COP :

$$COP = \frac{q_{eva}}{q_{tot}} = \frac{q_{eva}}{q_{isostérique} + q_{ads} + q_{apport}} \quad (2.38)$$









Organigramme 1 : Etapes de La modélisation de l'adsorption solaire.

2.7 Interprétation des résultats :

En utilisant le modèle de DUBININ - RADUSHKEVICH pour la modélisation de l'adsorption pour les deux adsorbants (Zéolithe et gel de silice) avec un programme de calcul pour voir la variation et le comportement de certaines valeurs, on peut dire :

D'après la figure (2.17), on peut bien voir la variation de la concentration de l'eau (adsorbat) à différentes températures d'adsorption. Ces courbes éclaire bien l'influence de cette dernière sur le taux d'eau évaporé, qui est lié directement à la quantité d'eau initialement contenu dans la zéolithe $X(T_{ads}, P_{ads})$. Cette dernière est une fonction de la température d'adsorption. Donc on peut dire que les taux élevés d'eaux contenus dans la zéolithe sont obtenus avec des faibles températures d'adsorption, ces températures influent aussi sur la quantité d'eau évaporée de la même façon que celle contenu dans l'adsorbant.

La température d'évaporation c'est limité pour la zéolithe entre 5 et 8°C influe peu sur la quantité d'eau évaporée, voir la figure (2.18).

Les deux figures (2.19 et 2.20) concernant le gel de silice, nous montre que la température d'adsorption à la même influence que la zéolithe. La température d'évaporation influence sur le gel de silice de la même façon que la zéolithe.

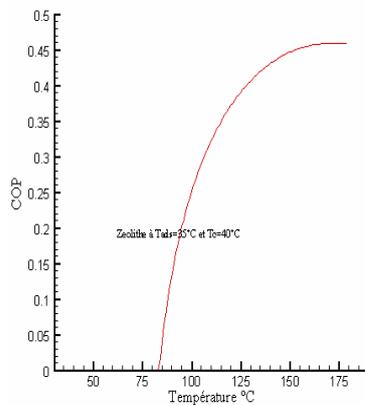
La variation entre la quantité d'eau évaporée entre le zéolithe et le gel de silice est due principalement aux facteurs W_0 , D , n , qui sont des facteurs majeurs dans la détermination d'isotherme de chaque adsorbant, l'influence du paramètre W_0 est bien remarqué dans la figure (2.21), qui nous montre la grande variation entre la quantité d'eau évaporée du zéolithe par rapport à celle évaporée du gel de silice ($W_{0zéolithe} = 0.333cm^3/Kg > W_{0gel\ de\ silice} = 0.180\sim 0.200cm^3/Kg$). Cette variation est due principalement au W_0 puis au deux autres facteurs D , n .

Les paramètres (W_0 , D , n) ont une très grande influence sur la variation du COP, figures (2.24, 2.25.a, 2.25.b). La température d'adsorption joue le rôle majeur dans la variation du COP.

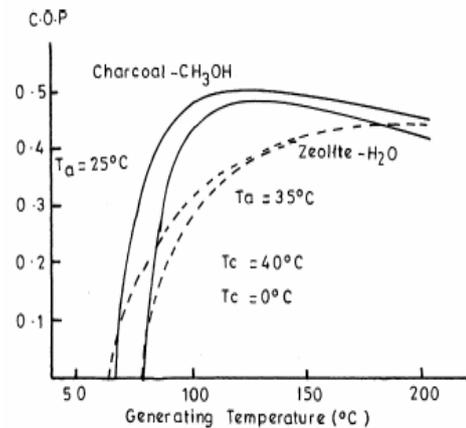
D'après les trois figures précédentes, on peut dire que la zéolithe avec sa grande quantité d'eau évaporée a des COP motivants et peut atteindre des températures de l'ordre de 250°C . Ces COP qui sont presque les mêmes obtenu par le gel de silice, sauf que se dernier ne peut pas atteindre des températures supérieures à 180°C .

Les résultats concernant les valeurs des COP et les quantités d'eau évaporée sont comparées avec celles trouvées par Meunier [39]. D'après nos résultats et celle de Meunier concernant la zéolithe on peut dire que nos résultats sont très satisfaisants, surtout celle concernant les isothermes d'adsorption.

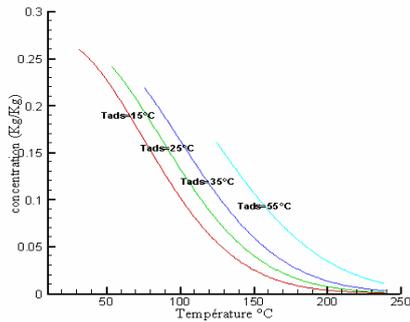
Pour les COP, on peut voir quelque variation entre les nôtres et celle de Meunier qui est due principalement aux facteurs (W_0, D, n) qui ne sont pas bien connus à nous. Ces paramètres sont principalement spécifiés par des laboratoires de recherche et varient suivant la construction et le traitement des adsorbants.



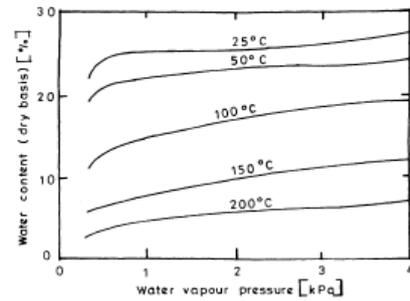
2.1.1 Résultat de la simulation pour le COP de la zéolithe.



2.1.2 Résultats de l'expérience de Meunier [39].

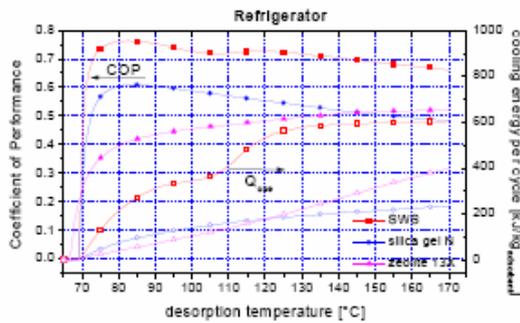


2.13 Résultat de la simulation.

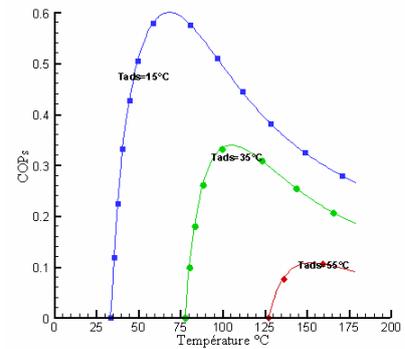


2.14 Résultats de l'expérience de Meunier [39].

On peut dire la même chose sur les valeurs des COP concernant le gel de silice N comparées avec le travail de Tomas Nûnez et H-M. Henning [12].



2.15. Résultats d'après les travaux de Tomas Nûnez [12].



2.16. Résultats de la simulation.

On peut bien voir la ressemblance des deux allures du COP, correspondant au gel de silice N, avec une petite défaillance entre celle du Tomas Nûnez [12] et les notre à partir des températures supérieures à 130°C, cette défaillance est due à la différence entre les deux paramètres W_0 et D .

2.8 Résultats :

Les résultats obtenus sont donnés sur les graphes suivants :

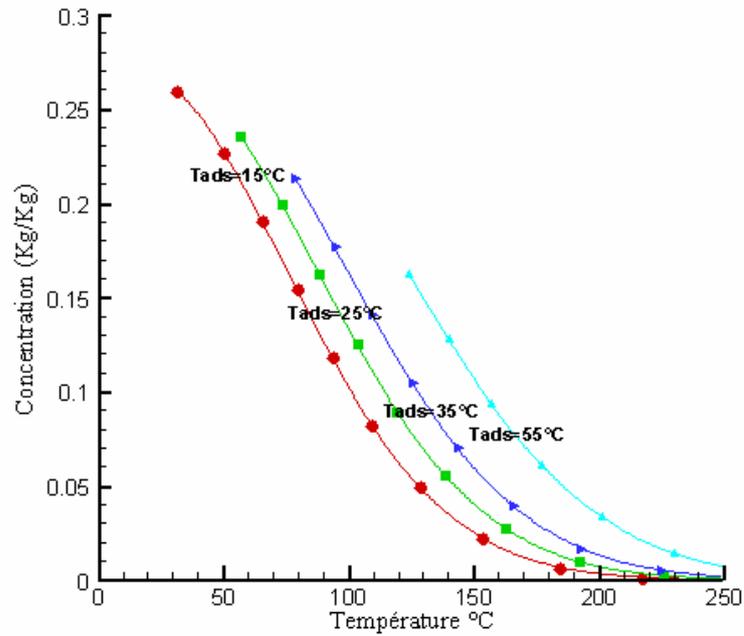


Figure 2.17. Variation de la concentration pour la zéolithe à différentes températures d'adsorption.

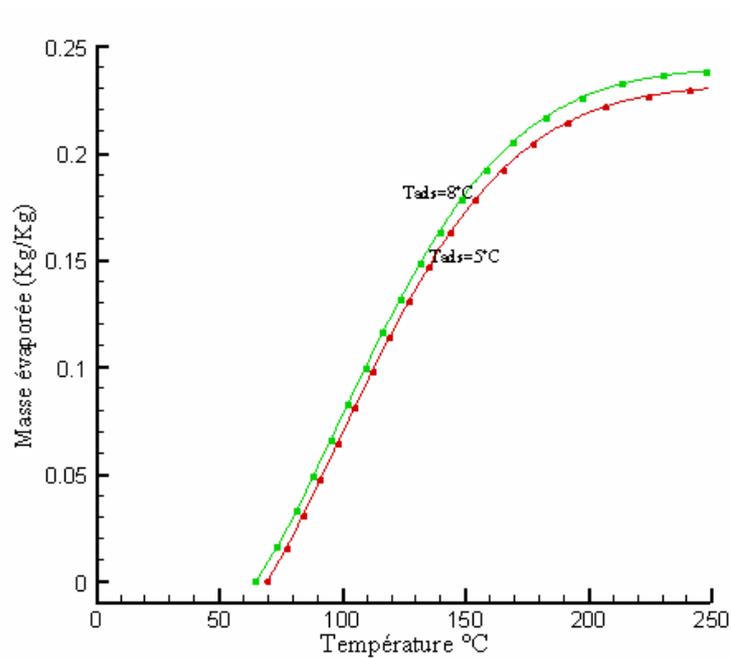


Figure 2.18. Variation de la masse de zéolithe évaporé à différentes températures d'évaporation pour une température d'adsorption ($T_{ads}=35^{\circ}C$).

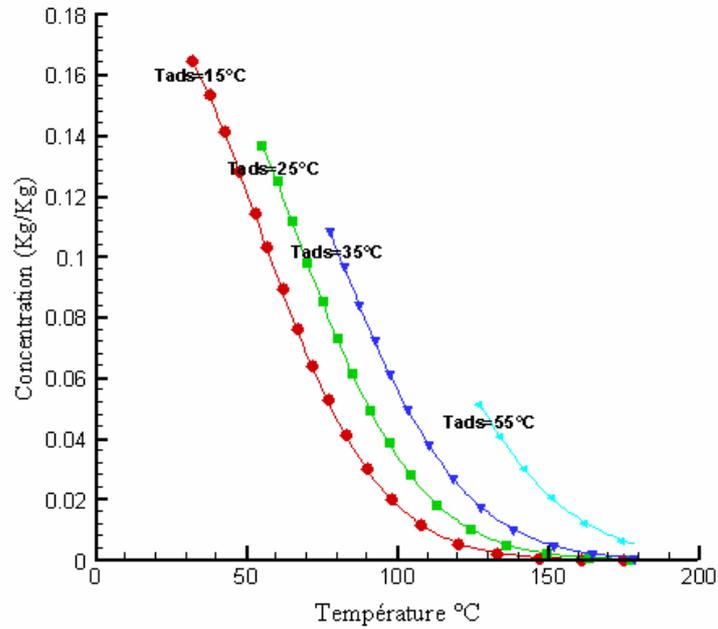


Figure 2.19. Variation de la concentration pour le gel de silice à différentes températures d'adsorption.

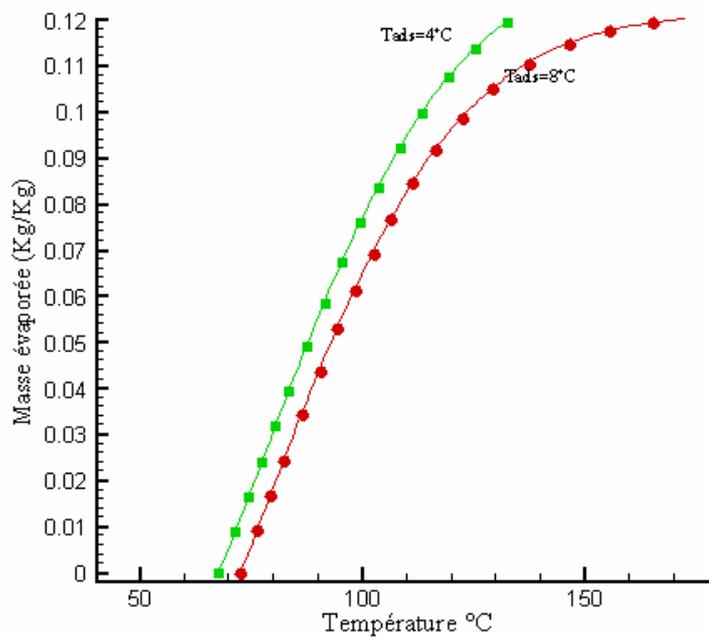


Figure 2.20. Variation de la masse du gel de silice évaporé à différentes températures d'évaporation pour une température d'adsorption ($T_{ads}=35^{\circ}\text{C}$).

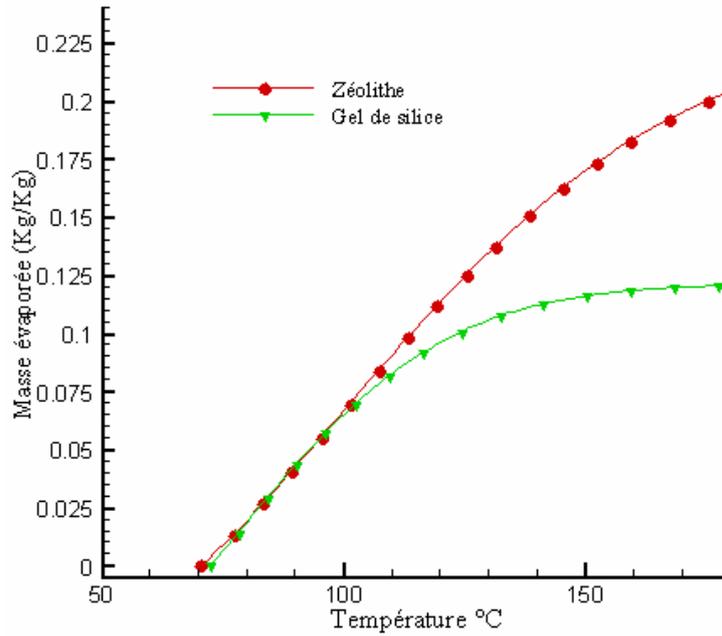


Figure 2.21. Comparaison entre la masse évaporée du zéolithe et le gel de silice à une température d'adsorption $T_{ads} = 35^{\circ}\text{C}$

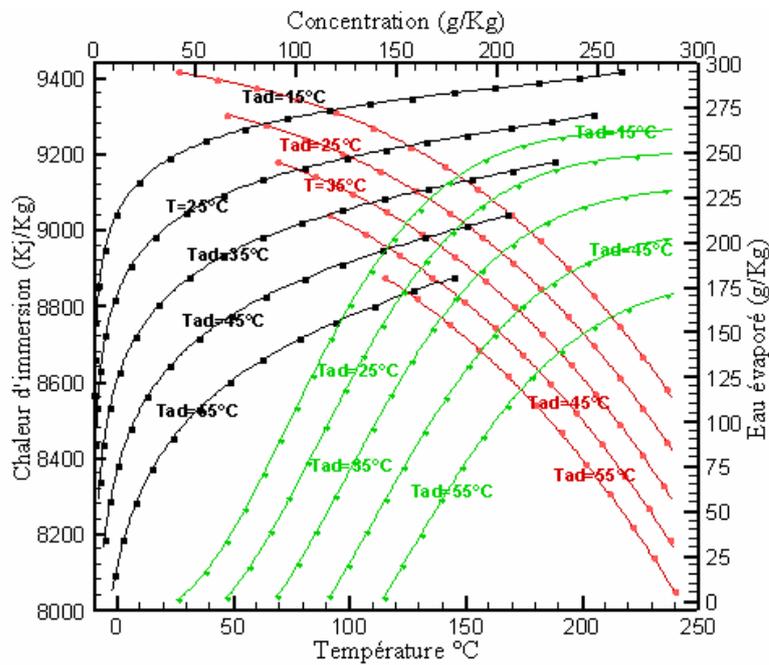


Figure 2.22. Variation des différents paramètres lors de l'adsorption de la zéolithe.

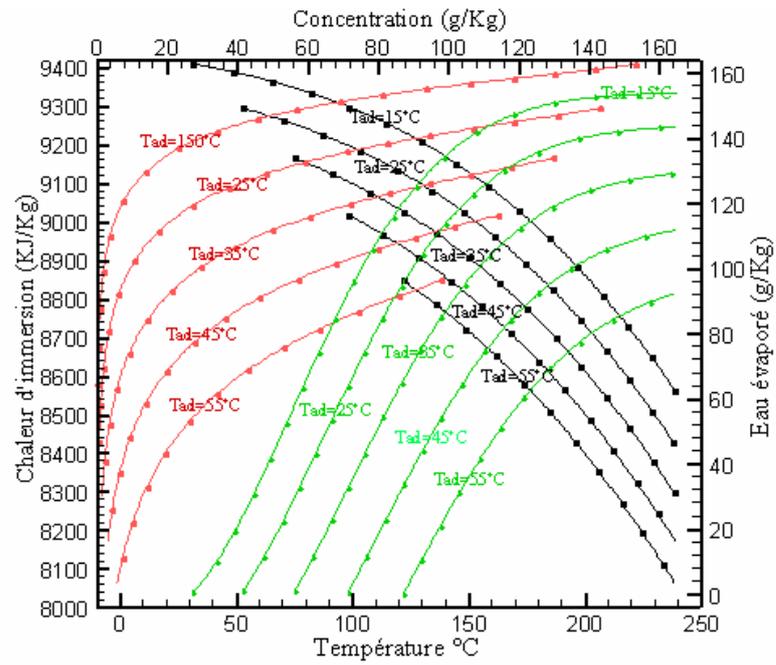


Figure 2.23. Variation des différents paramètres lors de l'adsorption du gel de silice.

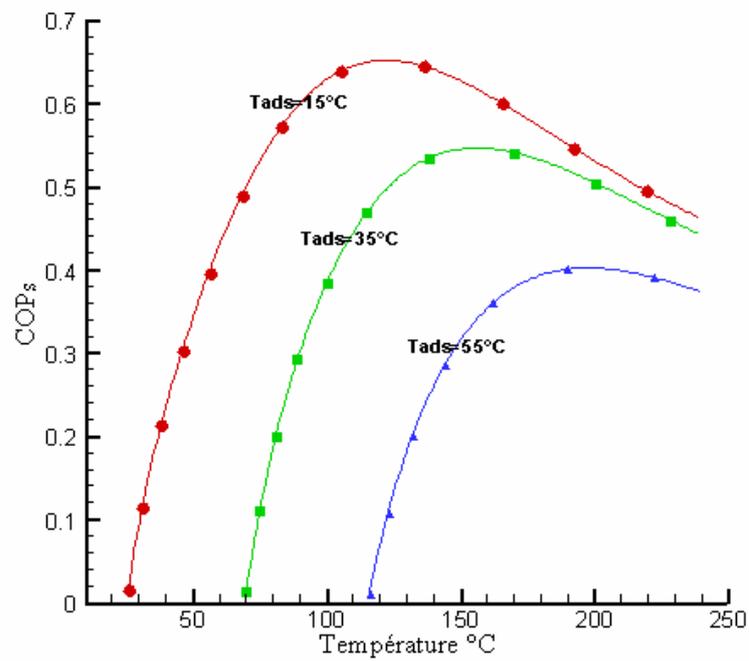


Figure 2.24. Variation du COPs de la zéolithe à différentes températures d'adsorption.

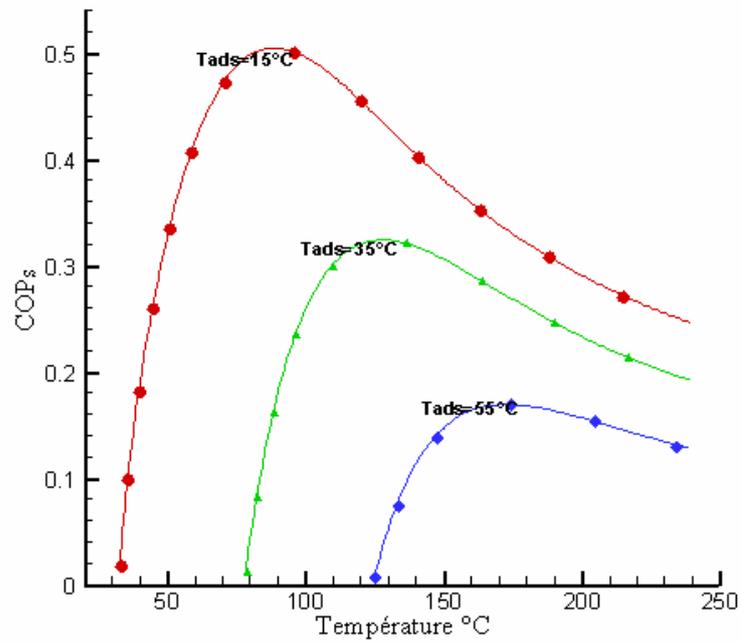


Figure 2.25.a. Variation du COPs du le gel de silice (gel de silice LE32) à différentes températures d'adsorption.

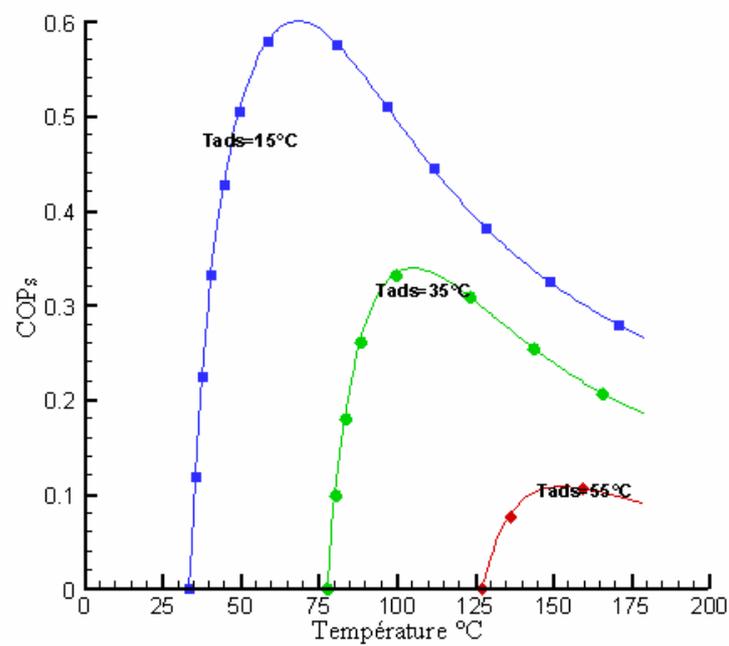


Figure 2.25.b. Variation du COPs du gel de silice (gel de silice N) à différentes températures d'adsorption.

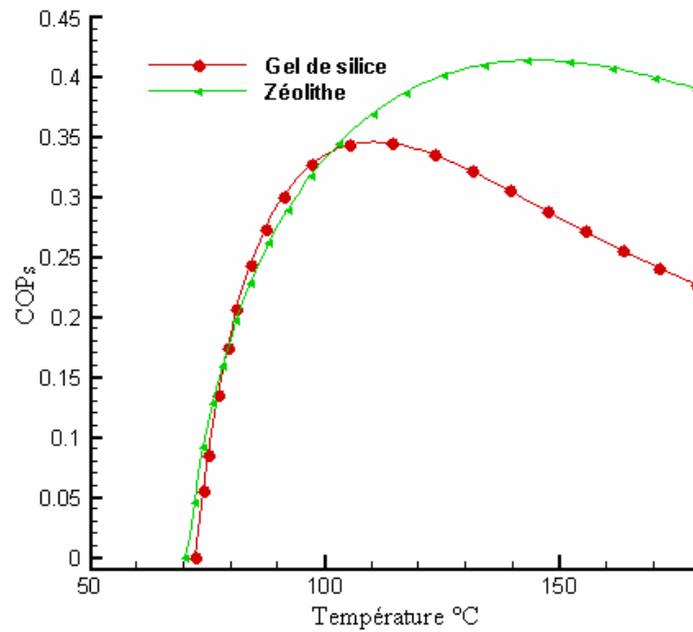


Figure 2.26. Comparaison entre COPs du zéolithe et gel de silice pour $T_{ads}=35^{\circ}\text{C}$

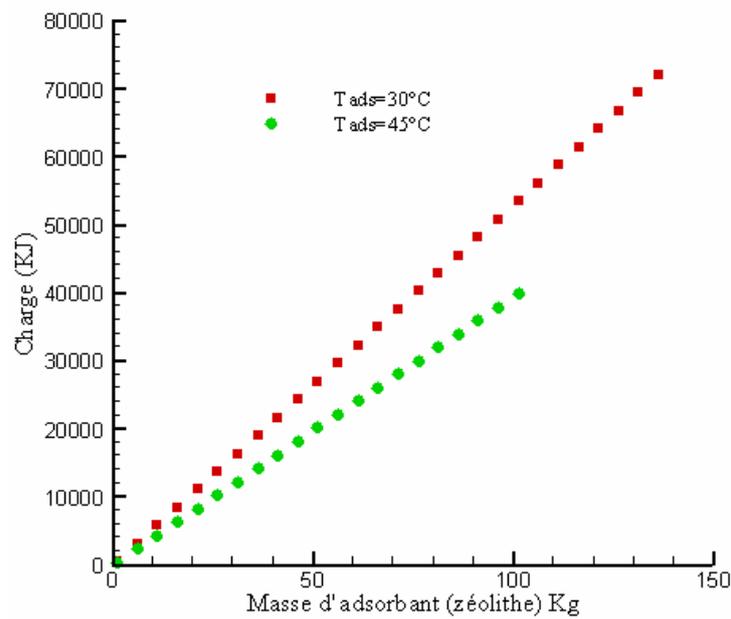


Figure 2.27. Masse de zéolithe nécessaire en fonction de la charge pour deux températures d'adsorption

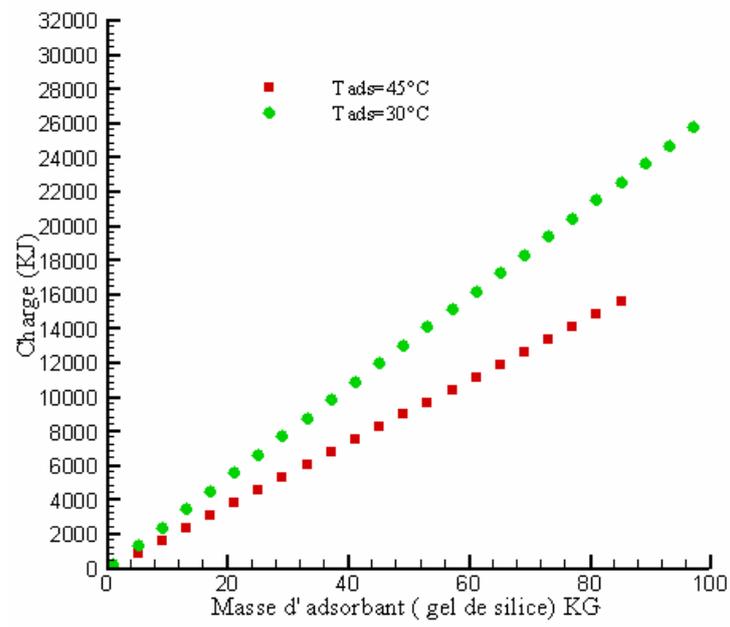


Figure 2.28. Masse du gel de la silice nécessaire en fonction de la charge pour deux températures d'adsorption

2.9 Conclusion :

D'après les différents résultats obtenus lors de la simulation, en utilisant le modèle Dubinin - Radushkevich, appliqué à deux adsorbants (gel de silice et la zéolithe) avec le même adsorbat (eau), on peut tirer quelques conclusions importantes :

- On peut dire que les zéolithes sont plus favorables, même recommandables dans la réfrigération solaire à adsorption, où on a des températures d'évaporation de l'ordre de 5°C à 8°C avec des températures de génération qui peuvent atteindre 250°C . Contrairement au gel de silice qui est recommandé aux cas des températures d'évaporation au dessous de 4°C et avec des températures de génération au dessous de 180°C .

- Du point de vue économique la zéolithe est la plus recommandée mondialement (des prix très bas par rapport au gel de silice), mais l'influence de la température d'évaporation est les sources de température moyenne nous obligent dans plusieurs cas à utiliser le gel de silice comme adsorbant.

Chapitre 3

MODELISATION DES COMPOSANTS DU REFRIGERATEUR SOLAIRE

3. Modélisation des composants du réfrigérateur solaire :

3.1 Evaluation du bilan thermique de réfrigération :

Le calcul du bilan thermique de réfrigération permet de déterminer la puissance frigorifique de l'installation qui pourra répondre aux critères demandés. Ce calcul s'effectuera à partir des gains réels, c'est à dire au moment où les apports calorifiques sont à leur maximum. On distinguera :

- Les apports internes : ces sont les dégagements de chaleur sensibles ou latents ayant leurs sources à l'intérieur du réfrigérateur (médicaments, aliments, etc.).
- Les apports externes : ces sont les apports de chaleur sensibles dus à l'ensoleillement et à la conduction à travers les parois.

3.1.1 Apports thermiques à travers les parois :

Les calculs des apports thermiques sont réalisés en supposant que la température du réfrigérateur étant constante et la température ambiante maximale pour tous les calculs [33].

- Calcul du coefficient de transfert de chaleur à l'extérieur h_e :

Le coefficient de transfert de chaleur à l'extérieur h_e est la somme des coefficients de transfert de chaleur par rayonnement h_{eR} et par convection naturel h_{ec} .

$$h_e = h_{eR} + h_{ec} \quad (3.1)$$

Pour le bahut, on a :

- 1- Revêtement extérieur du bahut en peinture électrostatique alky de mélamine d'épaisseur δ_1 .
- 2- Isolation thermique par des différentes matières possibles (PIV, laine de verre, mousse de polyuréthane, etc.) d'épaisseur δ_2 .
- 3- Revêtement intérieur du bahut en plastique d'ABS d'épaisseur δ_3 .

Le coefficient h_{eR} est calculé par la formule :

$$h_{eR} = \frac{q_R}{\Delta T} \quad (3.2)$$

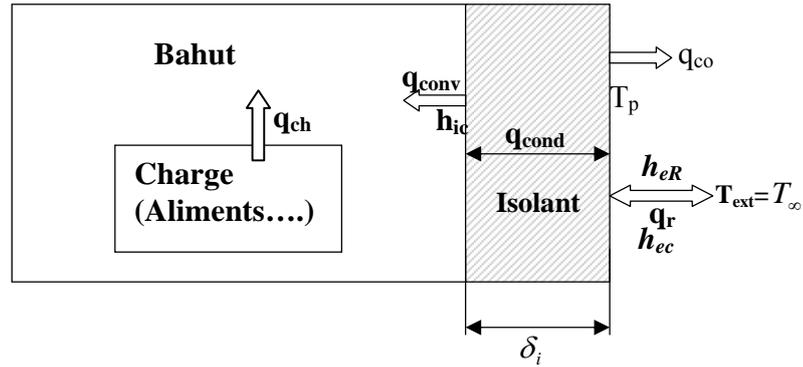


Figure3.1. Schématisation du bahut.

On a :

$$q_r = A_1 \varepsilon_p F_{12} \sigma (T_{ext}^4 - T_p^4) \quad (3.3)$$

On introduit un coefficient d'échange par rayonnement tel que :

$$q_r = A_1 h_{eR} (T_{ext} - T_p) \quad (3.4)$$

Donc on a d'après les deux équations (3.3) et (3.4) :

$$h_{eR} = \frac{\sigma F_{12} (T_{ext}^4 - T_p^4)}{(T_{ext} - T_p)} \quad (3.5)$$

Donc :

$$h_{eR} = \sigma F_{12} (T_{ext} + T_p) (T_{ext}^2 + T_p^2) \quad (3.6)$$

- Calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection :

On a :

$$h_{ec} = \frac{\lambda Nu}{l} \quad \text{Avec } Nu = c(\text{PrGr})^m : \quad (3.7)$$

$$Gr = \frac{\beta g l^3 \Delta T}{\nu^2} \quad (3.8)$$

$$\beta = \frac{1}{T(K)} \quad (3.9)$$

$$\text{Pr} = \frac{uC_p}{\lambda} \quad (3.10)$$

Pour les deux constantes c et m , on a [34]:

- écoulement laminaire $10^4 \leq Gr Pr \leq 10^8$ donc $c=0,56$ et $m=0,25$
- écoulement turbulent $10^8 \leq Gr Pr \leq 10^{12}$ donc $c=0,13$ et $m=0,33$

Après le calcul des différents coefficients de transmission de chaleur interne et externe, on calcule le coefficient de transfert de chaleur global par :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \left(\frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} \right) + \frac{1}{h_e}} \quad (3.11)$$

- Les mêmes étapes sont suivies hors du calcul du h_i , en négligeant l'effet radiatif (air un milieu semi-transparent).

3.1.2 Apports thermiques par infiltration:

L'air d'infiltration sur lequel nous n'avons aucun contrôle pénètre dans le réfrigérateur à la température ambiante et augmente le besoin frigorifique [34].

Cette quantité d'air dépend de plusieurs facteurs tels que : la fréquence et la durée de l'ouverture de la porte, l'étanchéité des joints de la porte, la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur du réfrigérateur, la vitesse et la direction des vents etc. Dans ce cas là, on a deux types d'infiltration :

- Gain sensible d'infiltration.
- Gain latent d'infiltration.

On a pour le gain sensible :

$$q_{sensible} = 1.2 TFA \Delta T \quad (W) \quad (3.12)$$

Avec :

$$TFA = ACH(V_{BAH}) \cdot \left(\frac{1000}{3600} \right) \quad (3.13)$$

ACH^1 : Taux de renouvellement d'air par heure.

TFA : Taux volumétrique du flux d'air (l/s).

Température extérieurs, °C						
Classe	29°C	32°C	35°C	38°C	41°C	43°C
serré	0.33	0.34	0.35	0.36	0.37	0.38
Moyen	0.46	0.48	0.50	0.52	0.54	0.56
Desserré	0.68	0.70	0.72	0.74	0.76	0.78

Tableau 3.1. Taux renouvellement d'air (ACH) en fonction d'herméticité [34]

Gains latents par renouvellement d'air [34,35]:

$$q_{latente} = TFA \cdot (\omega_e - \omega_i) \cdot 0.84 \quad (W) \quad (3.14)$$

¹ : Air changes per hour, 1/h

3.1.3 Interprétation des résultats :

L'isolation du bahut de conservation constitue un élément clef de la conception du réfrigérateur, car les contraintes de fonctionnement sont particulièrement élevées. De même le fonctionnement de ce réfrigérateur, étant exclusivement passif, et reposant sur le seul apport énergétique du soleil durant toute l'année, ces critères imposent une excellente isolation thermique du compartiment de réfrigération. Pour répondre à ses critères, nous avons fait une comparaison entre deux isolants, l'un traditionnelle (laine de verre) et l'autre récent (PIV).

Ces derniers ont des coefficients de conduction thermique théoriques 4 à 5 fois inférieurs aux isolants traditionnels. Dans notre cas, cela se traduit par la réduction de la surface de l'enveloppe et une augmentation du volume utile de réfrigération et de faire une comparaison technico-économique entre les deux pour arriver au bon choix, qui nous va conduire au réfrigérateur identique (déperditions thermiques, masse de glace stockée, surface de capteur, masse totale).

D'après les résultats et avec une comparaison énergétique entre les quantités de chaleur perdue pour chaque type d'isolant, ont entraînés l'effet économique (coût) on peut dire :

- Qu'on peut gagner environ 800 kJ/j (figures (3.2), (3.3)) d'énergie on utilisant le PIV contre la laine de verre (pour un épaisseur de 200mm), ça veut dire qu'on peut dans 2 jours gagner environ 1600 kJ , c'est la même quantité d'énergie perdue en une journée en utilisant la laine de verre (pour un volume utile de 100 litres).
- Cette quantité d'énergie gagnée (dans 2 jours), est équivalente à plus de 10 Kg d'adsorbant (soit : gel de silice ou zéolithe voir figures 2.20 et 2.21), aussi elle peut augmenter le volume du bahut, augmenter la charge à refroidir, faire minimiser la surface du capteur.
- On gagne environ 3600 DA (figures (3.5), (3.6)) en utilisant la laine de verre au lieu du PIV. Cette somme (3600DA) est amortie si on utilise le PIV dans une période ne

dépassent pas 20 jours de fonctionnement du réfrigérateur solaire dans les mêmes conditions, sachant que la durée de vie du réfrigérateurs solaire est élevée.

3.1.4 Résultats :

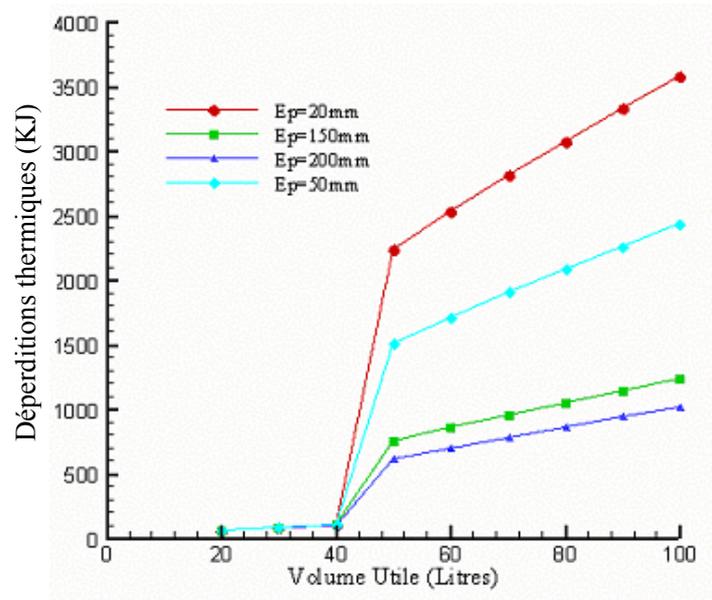


Figure 3.2. Variation des pertes de chaleur en fonction du volume pour différentes épaisseurs d'isolant (Laine de verre)

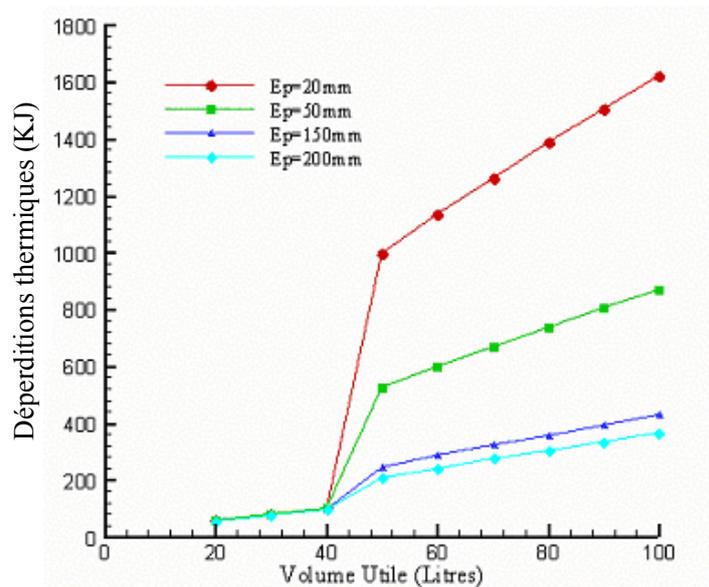


Figure 3.3. Variation des pertes de chaleur en fonction du volume pour différentes épaisseurs d'isolant (PIV²)

² : Panneaux d'isolation sous vide.

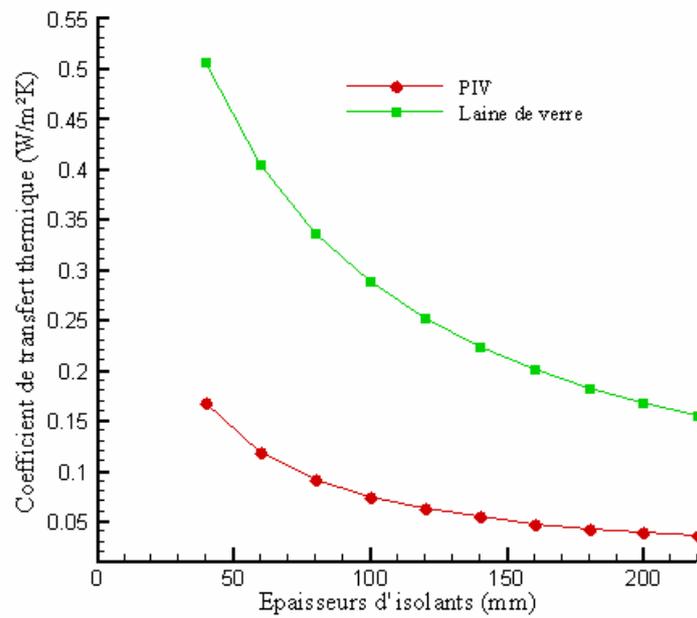


Figure 3.4. Variation du coefficient global de transfert thermique en fonction d'épaisseurs de deux isolants (laine de verre et le PIV) pour un volume de 100 Litres du Bahut.

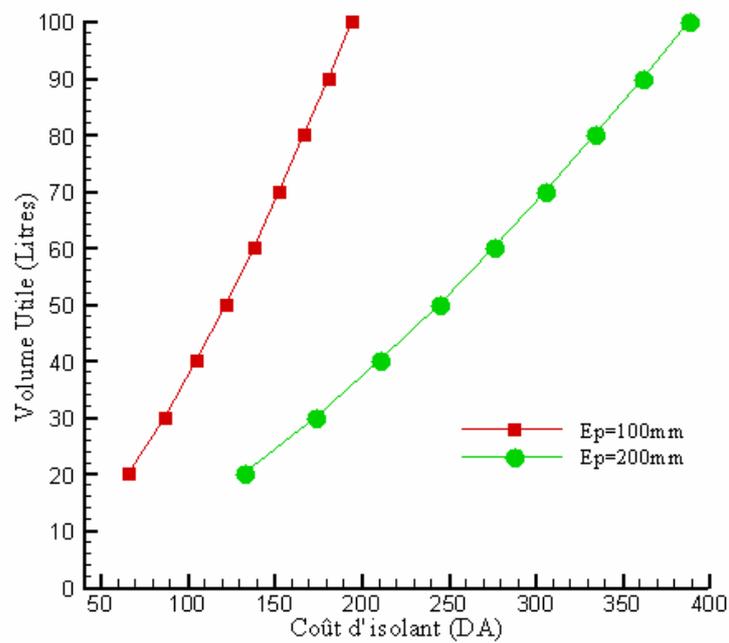


Figure 3.5. Coûts de la laine de verre en fonction du volume pour différentes épaisseurs

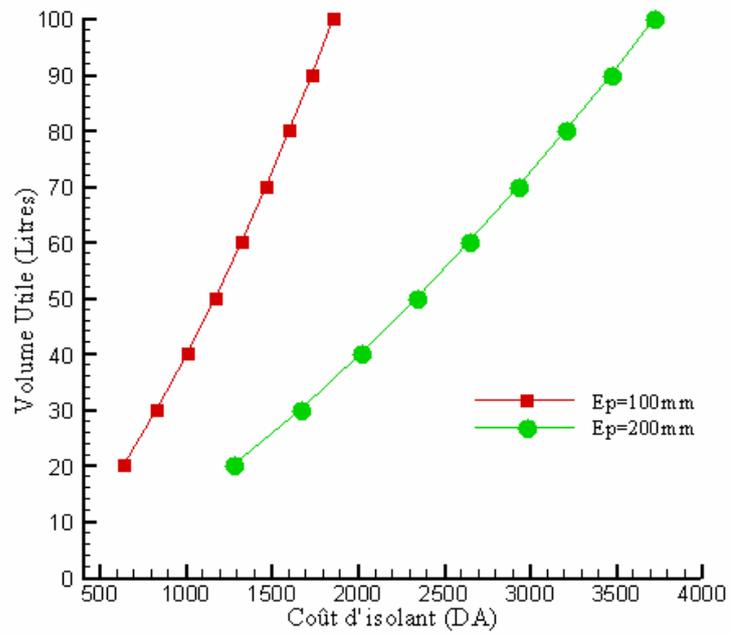


Figure 3.6. Coûts de la PIV en fonction du volume pour différentes épaisseurs

3.2 Calcul des échangeurs :

L'étude d'un échangeur peut se faire selon deux méthodes différentes :

- 1- Méthode de la différence moyenne logarithmique : ΔT_{ML}
- 2- Méthode du nombre d'unité de transfert ; NUT, appelée méthode de l'efficacité.

En général, dans notre cas on va utiliser la première méthode qui est destinée au dimensionnement d'un appareil qui n'existe pas encore, cela en connaissant les quatre températures des fluides (entrée et sortie de l'échangeur), c'est-à-dire on recherche la géométrie (conception) de l'échangeur. La démarche de calcul de la méthode est donnée dans le tableau :

Méthode de ΔT_{ML}
1 : Evaluer le coefficient d'échange global K pour une géométrie fictive
2 : Calcul de ΔT_{ML}
3 : Calcul du coefficient de correction F
4 : Calcul de la surface d'échange $S = \frac{\phi}{K \cdot F \cdot \Delta T_{ML}}$
5 : Calcul du nouveau K
6 : Comparaison du nouveau K avec son ancienne valeur. Si l'écart est inadmissible, on refait nos calculs à partir de la troisième étape.

Tableau 3-2. : Les différentes étapes de la méthode ΔT_{ML}

3.2.1 Condenseur à ailettes:

Le condenseur est un appareil thermique, son rôle est d'assurer le passage d'un fluide de l'état gazeux (vapeur) à l'état liquide. La vapeur est refroidie et condensée par circulation d'un autre fluide relativement froid par rapport au premier de l'autre côté de la paroi séparatrice [35].

➤ **Calcul du condenseur :**

Le calcul de cet échangeur dépend, de différents auteurs et de leurs utilisations. Dans notre calcul, on a adopté la méthode KERN [35], qui se base sur un coefficient d'échange global K constant ou moyen.

Les différentes opérations du calcul se font manuellement ou sur ordinateur. Les étapes de calcul sont énumérées ci-dessous :

1 : Calcul de la différence de température moyenne logarithmique :

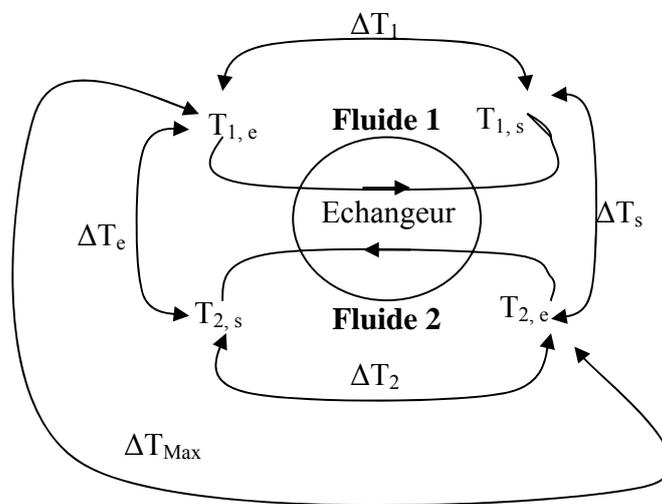


Figure 3.7. Principales températures dans un échangeur

$$\Delta T_{ML} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln \frac{\Delta T_e}{\Delta T_s}} \quad (3.15)$$

2 : Calcul du facteur de correction F :

$$F = \frac{\Delta T_{ML} - \Delta T_s}{\Delta T_e - \Delta T_s} \quad (3.16)$$

3 : Détermination des propriétés thermophysiques connues des fluides chaud et froid.

4 : Calcul de la puissance échangée :

$$\phi = \dot{m} \Delta H \quad (3.17)$$

5 : Choix d'une valeur initiale du coefficient d'échange global K .

6 : Calcul de la surface d'échange :

$$S = \frac{\phi}{K \cdot F \cdot \Delta T_{ML}} \quad (3.18)$$

- **Ecoulement à l'intérieur des tubes :**

Le calcul du coefficient d'échange du fluide circulant à l'intérieur des tubes (vapeur d'eau se condensant) peut être déterminé par [36] :

$$Nu = Nu_l \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8 \cdot x^{0.76} (1-x)^{0.04}}{\left(\frac{P}{P_{cr}} \right)^{0.38}} \right] \quad (3.19)$$

Avec :

$$Nu_l = C(\text{Re} \cdot \text{Pr})^m \quad (3.20)$$

Donc :

$$h_i = \frac{Nu \cdot \lambda_{eau}}{dh} \quad (3.21)$$

- **Ecoulement à l'extérieur (côté ailettes) :**

Pour le coté extérieur on a choisi des ailettes rectangulaire. Pour cela son efficacité est calculée comme suit [36] :

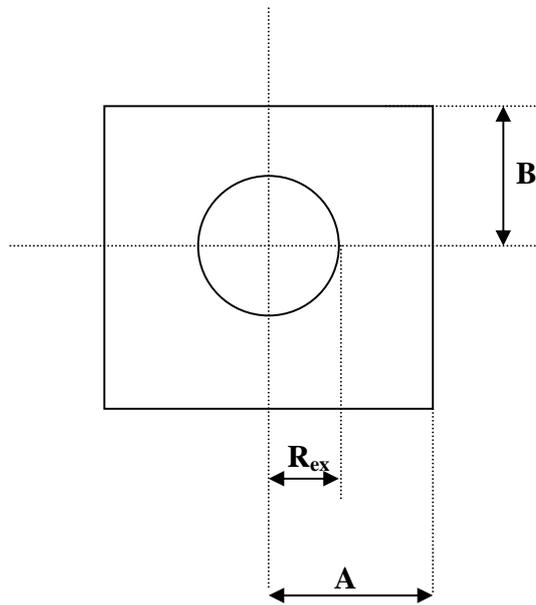


Figure 3.8. Ailette rectangulaire[26]

$$a = \frac{B}{A} \geq L \quad (3.22)$$

$$b = 1.28 \frac{A}{R_{ex}} \sqrt{a - 0.2} \quad (3.23)$$

$$l_a = R_{ex} (b - 1) \quad (3.24)$$

$$\zeta = \sqrt{2 \frac{h_e}{\lambda_a \delta_a}} \quad (3.25)$$

Donc,

$$\xi_a = \frac{\text{Tanh}[\zeta \cdot l_a (1 + 0.35Lnb)]}{\zeta l_a (1 + 0.35Lnb)} \quad (3.26)$$

Le calcul du coefficient de transfert thermique extérieur se fait par convection naturelle, donc on utilise la corrélation suivante [36] :

$$Nu = 0.201 \left(Gr Pr \frac{Pa}{d_m} \right)^{1/3} \quad (3.27)$$

Avec :

$$d_m = \frac{d_e + d_a}{2} \quad (3.28)$$

L'écartement optimum entre ailettes est donné par la relation suivante :

$$Pa = 45 \frac{da}{Gr Pr} \quad (3.29)$$

Donc :

$$h_e = \frac{Nu \cdot \lambda_{air}}{d_e} \quad (3.30)$$

$$\eta_g = 1 - (1 - \zeta_a) \frac{S_a}{S_i} \quad (3.31)$$

$$S_{tot} = S_{ailleté} + S_{tubes \text{ entre ailettes}} \quad (3.32)$$

7- calcul du nouveau coefficient d'échange global réaliste, en comptant l'encrassement de part et d'autre des tubes.

Le coefficient d'échange global est calculé par :

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_e \cdot \eta_g} + \mathfrak{R}_e + \mathfrak{R}_p \frac{S_e}{S_m} + \left(\mathfrak{R}_i + \frac{1}{h_i} \right) \frac{S_e}{S_i}} \quad (3.33)$$

8- Comparaison du nouveau coefficient avec l'ancienne valeur estimée. Le calcul s'arrête avec la condition de tolérance imposée.

9- Calcul de la perte de charge.

3.2.2 Evaporateur :

Un évaporateur est un appareil thermique où s'effectue la vaporisation d'un fluide en état liquide. La vaporisation du liquide est réalisée en faisant circuler de l'autre côté de la paroi d'échange un fluide plus chaud (dans notre cas vaccins, aliments, etc.) [36].

Les évaporateurs sont destinés à produire : du froid ou de l'eau glacée, de la concentration et de la cristallisation.

Les évaporateurs fonctionnent souvent sous vide et la température de saturation est inférieure à la température normale d'ébullition. La pression est choisie en fonction de la température d'ébullition requise.

➤ Calcul de l'évaporateur

Pour les calculs, on utilise la même méthode itérative que pour le condenseur, mais avec des formules plus compliquées que celle du condenseur à cause des plusieurs régimes d'évaporation ayant place, (voir figure 3.9 et [36] [37]) :

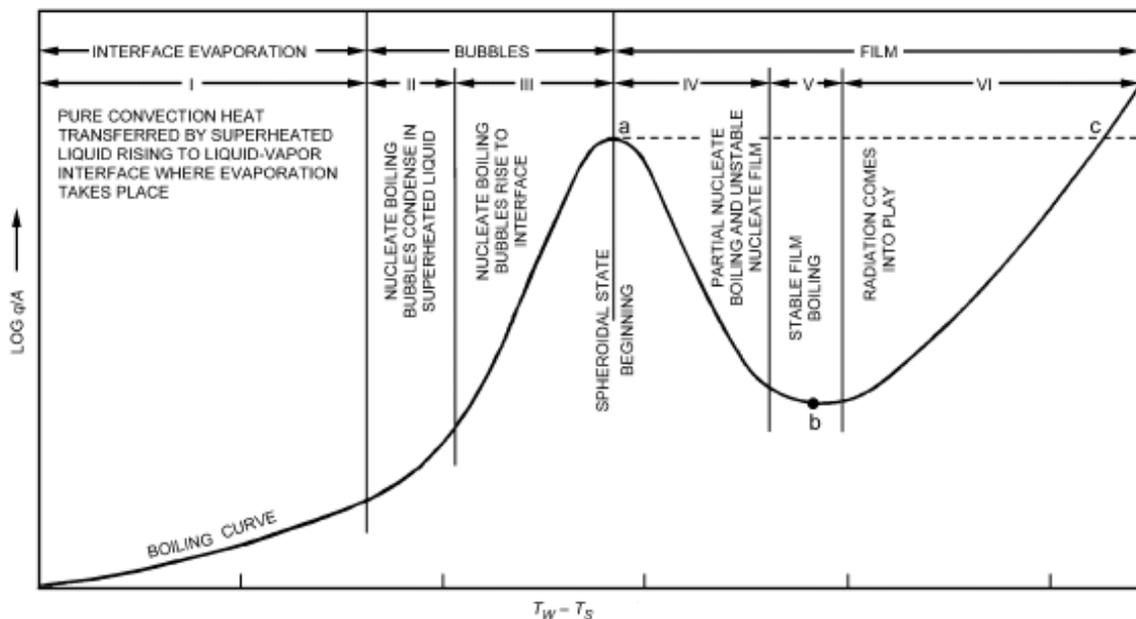


Figure 3.9. Courbe des caractéristiques d'évaporation (courbe de Nukiyama) [34]

Le calcul du coefficient global d'échange de chaleur se fait de la même manière que dans le cas du condenseur [36], sauf que le coefficient d'échange de chaleur du fluide en évaporation est difficile à calculer. En général, il est déterminé à partir des abaques ou à partir des corrélations spécifiques à chaque liquide et à chaque type (régime ou zone) d'ébullition.

D'après les différents régimes illustrés sur la figure 3.9, on traite chaque régime par sa corrélation (dans notre cas on va étudier que la convection naturel).

- Convection libre :

Pour une convection libre sans production d'ébullition, ou une ébullition sans production de bulles on a (Jakob 1949 et 1957) [34,37] :

$$Nu = 0.61(Gr)^{0.25} (Pr)^{0.25} \quad (3.34)$$

On peut aussi choisir une simple équation pour l'eau (Jakob 1949 et 1957) [34] :

$$h \approx 80(\Delta T)^{1/3} \quad (3.35)$$

- Ebullition nucléée (Stephan et Abdel Salam 1980) [34] :

$$\frac{hD_d}{k_L} = 0.0546 \left[\left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0.5} \left(\frac{qD_d}{AK_l T_{sat}} \right) \right]^{0.67} \left(\frac{\Delta H_{fg} D_d^2}{a_l^2} \right)^{0.248} \left(\frac{\rho_l - \rho}{\rho_l} \right)^{-4.33} \quad (3.36)$$

Avec :

$$D_d = 0.02080 \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right] \quad (3.37)$$

- La différence minimum de température (DMT) pour l'ébullition à film d'une plaque horizontale (Lien hard et Wong 1963) [34] :

$$DMT = 0.127 \frac{\rho_v \Delta H_{fg}}{k_v} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\rho_l + \rho_v} \right]^{2/3} \times \left[\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{0.5} \left[\frac{\mu_v}{\rho_l - \rho_v} \right]^{1/3} \quad (3.38)$$

- Film d'ébullition (Berenson 1961) [34] :

$$h = 0.425 \left[\frac{k_v^3 \rho_v \Delta H_{fg} g(\rho_l - \rho_v)}{\mu_v DMT \sqrt{\phi_{tot} / g(\rho_l - \rho_v)}} \right] \quad (3.39)$$

- Effet de radiation (Anderson et Al 1966) :

$$h = \Delta H_{fg} \left[1 + 0.4 Cp \frac{T_p - T_b}{\Delta H_{fg}} \right] \quad (3.40)$$

3.2.3 Interprétation des résultats :

D'après les résultats obtenus concernant les deux échangeurs (évaporateur et condenseur) :

- On constate que la surface d'échange augmente proportionnellement avec l'augmentation d'eau recyclée : $S = C \cdot m_{recy}$. Voir figures 3.10 et 3.11.
- Pour le condenseur (échangeur à ailettes), il peut être fabriqué en tubes de cuivre avec des diamètres disponible sur le marché (2 cm, 4 cm, etc.) avec des ailettes de forme triangulaire (5mm d'espacement entre elles), le prototype fabriqué au Maroc [4] peut être un bon exemple à suivre.
- Pour l'évaporateur, on peut le fabriquer très facilement par rapport au condenseur, il est conseillé de le fabriquer sous forme d'enveloppe contenant l'adsorbant dans l'état gazeux. L'aluminium c'est le matériau le plus favorable dans ce type d'appareils (masse réduite, bonne conductivité thermique), cette remarque reste valable aussi pour le cuivre. Comme pour le condenseur, le prototype marocain peut être retenu comme une référence.

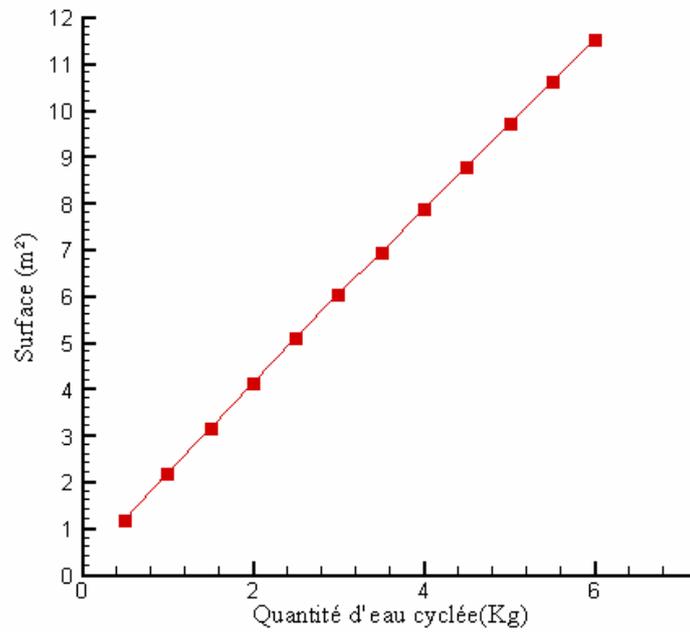
3.2.4 Résultats :

Figure 3.10. Surfaces d'échange de chaleur du condenseur en fonction de la quantité d'eau cyclé.

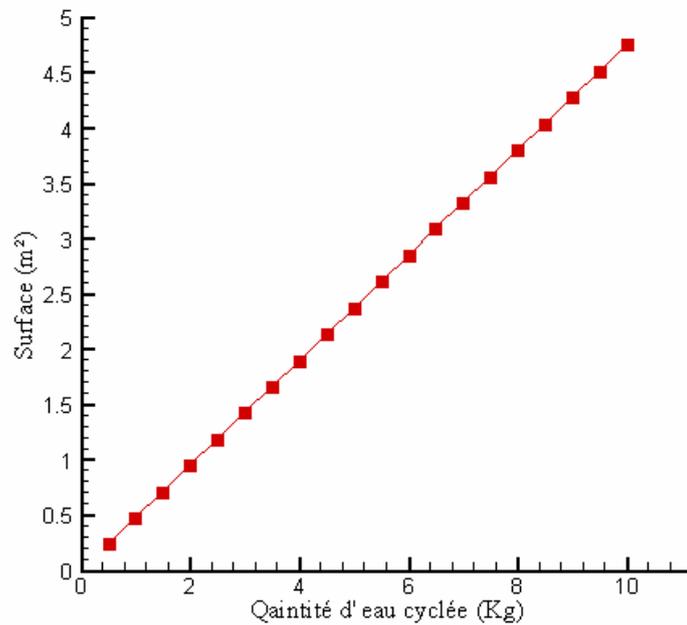


Figure 3.11. Surfaces d'échange de chaleur de l'évaporateur en fonction de la quantité d'eau cyclé.

3.3 Conclusion :

D'après l'importance et leur rôle majeur, bahut et échangeurs, dans la conception de ces réfrigérateurs, et à travers les différents résultats obtenus :

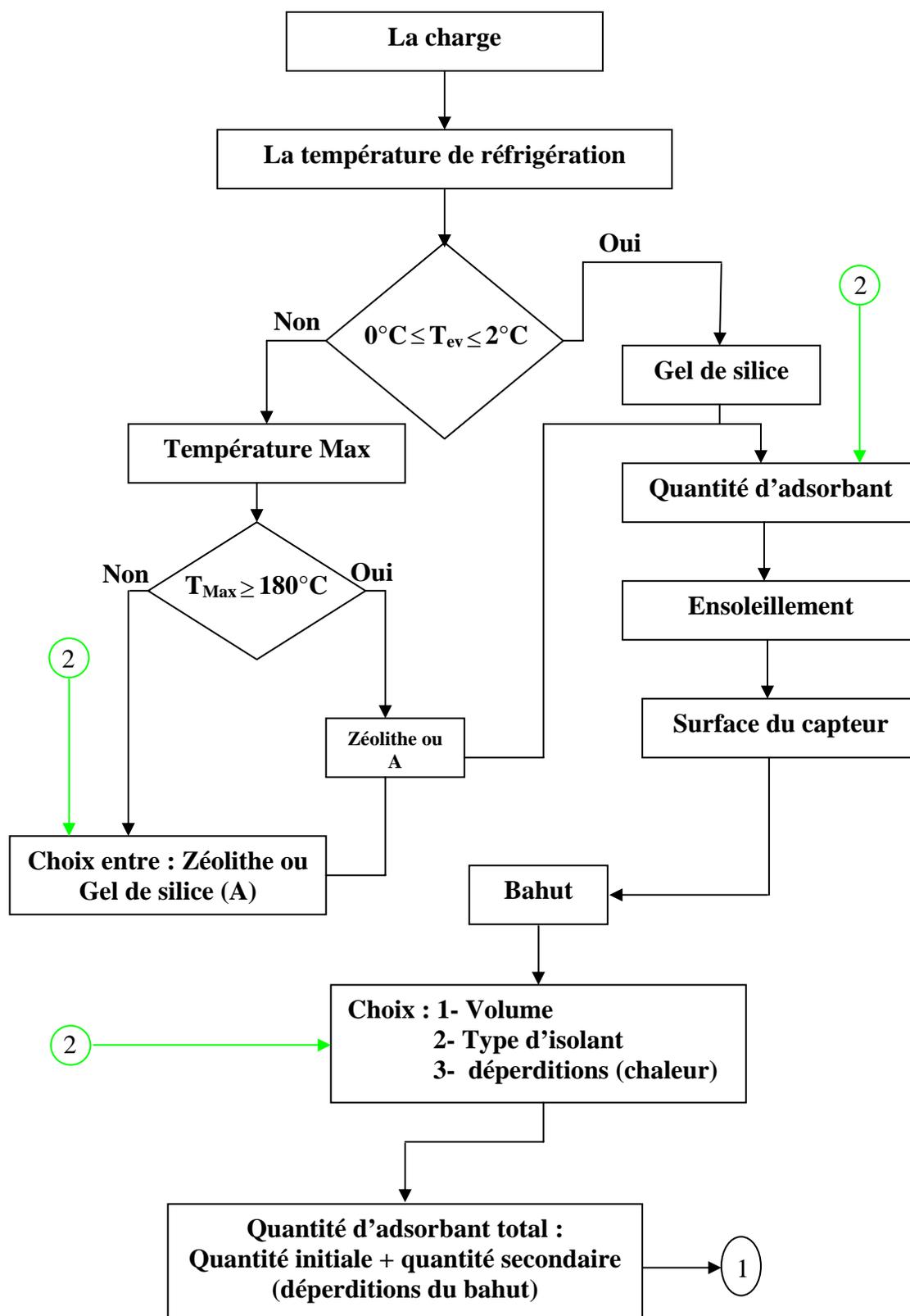
- On conclut finalement qu'il est plus intéressant d'utiliser le PIV comme isolant thermique dans notre cas.
- Pour le condenseur et l'évaporateur, nos résultats ont été comparés avec ceux du prototype fabriqué en Suisse [2], pour les mêmes charges et conditions, ces résultats sont avérés très motivants et très acceptables.
- Vu la disponibilité des matières premières et techniques de réalisation, on peut dire que la réalisation de ces composants est possible même relativement facilement localement.

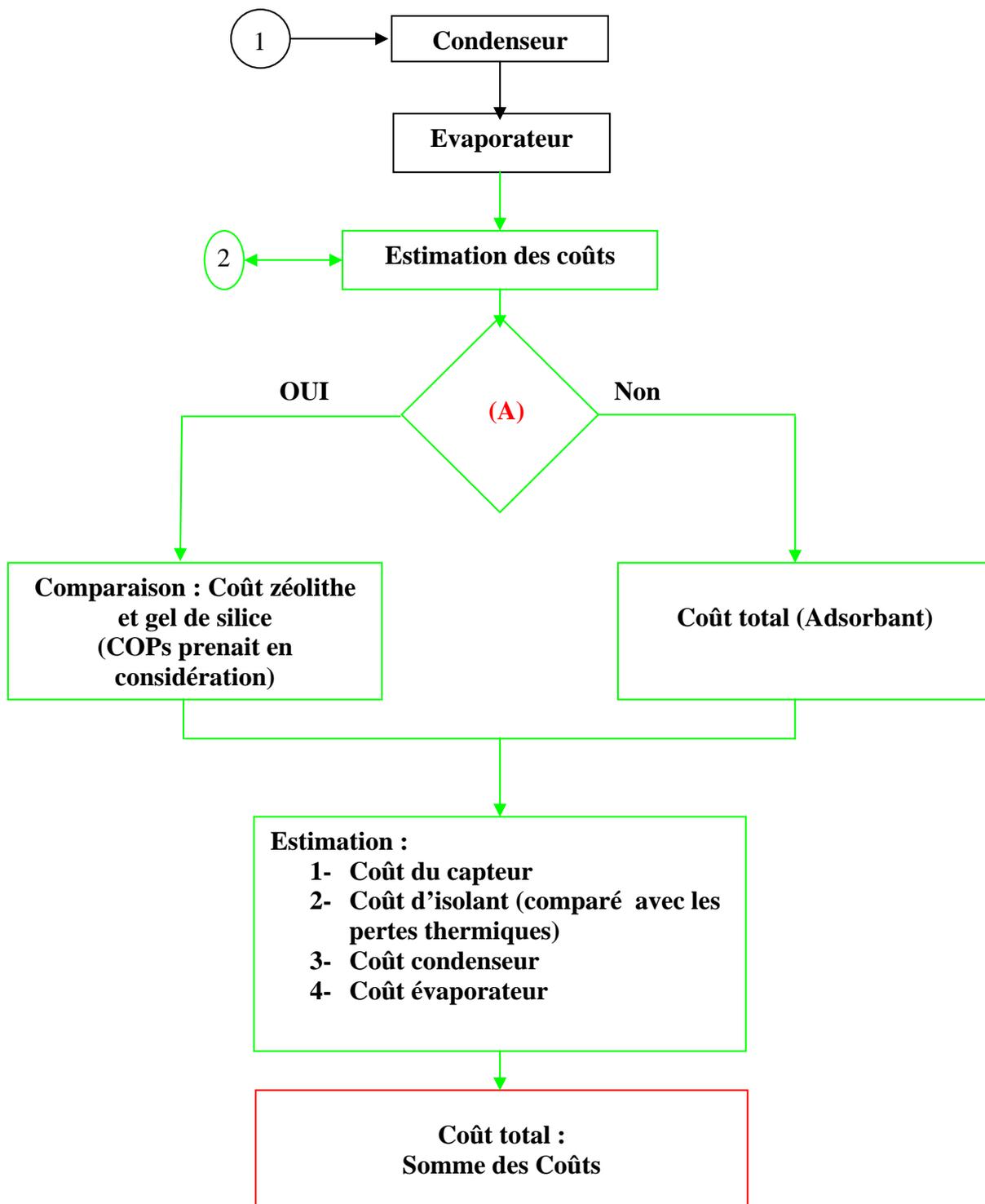
Chapitre 4

**ETUDE
TECHNICO-ECONOMIQUE**

4. Etude technico-économique sous forme d'un exemple :

Pour étudier notre système de réfrigération, on a choisi un exemple dont la modélisation des différents constituants est résumée dans cet organigramme :





- Pour la température d'évaporation on va choisir deux température : $T_{ev}=0^{\circ}\text{C}$ et 5°C .

Dans le cas d'une température nulle, il est imposé de choisir le gel de silice avec une température maximale qui ne dépasse pas 180°C .

D'après la figure 2.20 on peut définir la quantité d'adsorbant nécessaire (pour une charge connu).

Pour le bahut, on va choisir :

- le volume.
- L'isolant (Le coût)
- L'épaisseur de l'isolant.
- Surface d'échange du condenseur.
- Surface d'échange de l'évaporateur.
- Coût total de l'adsorbant.
- Coût du bahut (évaporateur, isolant et l'armoire).
- Coût du condenseur.
- Estimation du coût de la main-d'œuvre.
- Coût total du réfrigérateur.

- **La charge¹ :**

Pour le choix de la charge, on a choisi des médicaments, voir le modèle suisse [1]. Cette charge est équivalente à 1450 kJ , d'après la figure (2.21), on aura besoin d'une quantité de silicagel de 8kg .

- **Le bahut :**

Pour le bahut, on a choisi un volume utile de 100 litres. L'isolation thermique est un facteur primordial dans la réalisation de ces appareils. Comme il est très difficile d'utiliser le PIV comme isolant thermique à cause de sa cherté et sa non disponibilité dans notre pays, car il est fabriqué seulement dans deux pays européens, pour cela le choix de la laine de verre est le plus adéquat et le plus économique dans notre situation. Dans ses conditions (volume utile de 100 litres du bahut avec la laine de verre comme isolant thermique) et vue la contrainte des pertes thermiques, il est conseillé d'avoir un coefficient global de transfert de chaleur ≤ 0.125

¹ : Médicamenet, boissons, légumes,...

$W/m^2 \cdot K$. Cette valeur du coefficient global d'échange de chaleur est possible uniquement pour des épaisseurs d'isolation thermique $\geq 200mm$ (figures 3.2 et 3.3).

D'après la figure 3.3, les déperditions thermiques imposées, sont de l'ordre de $1200 kJ$, qui équivalente d'après la figure 2.20 à une masse de $17Kg$ de silicagel. Le coût de l'isolant est estimé d'après la figure 3.5 à $400 DA$.

- **Evaporateur :**

Pour l'évaporateur qui est considéré comme une carcasse du bahut ou l'enveloppe du volume utile, il est conseillé surtout dans les cas où on n'a pas de stock de glace pour les journées nuageuses de le fabriquer sous forme d'un cube ou parallélépipède, pour notre cas avec une surface de $0.7 m^2$ (figure 3.11), la forme finale est au choix du constructeur (figure 4.1).

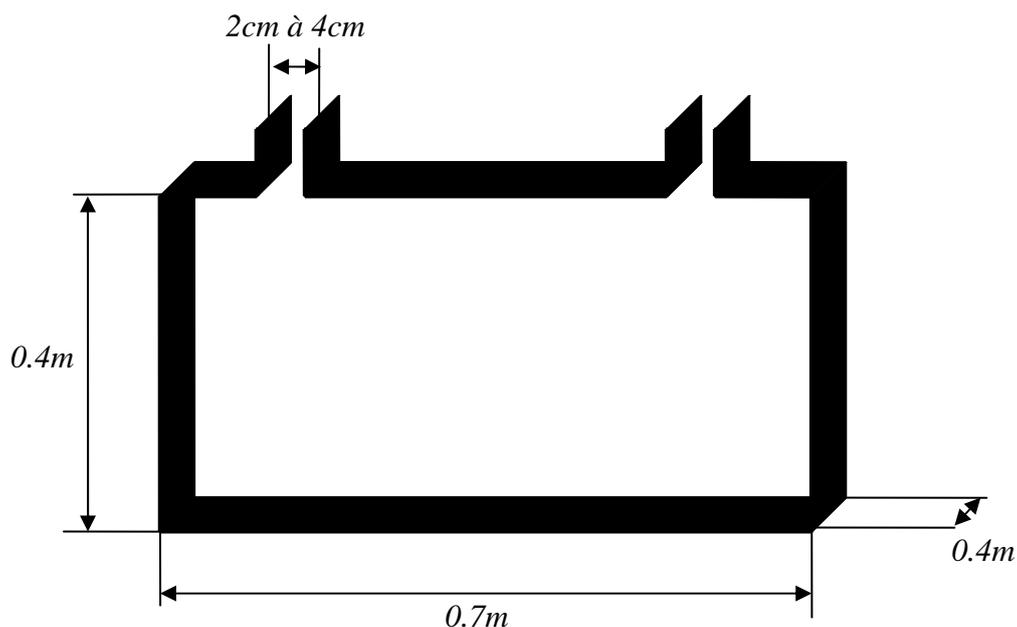


Figure 4.1. Configuration géométrique pour un exemple d'un évaporateur

Pour les métaux de conception, le plus adéquats sont l'aluminium ; l'acier, le cuivre ; dans notre cas, on opte pour l'acier (moins cher et très disponible) mais il pose quelques problèmes néfastes (effet corrosif même si cette machine travaille proportionnellement sous vide et impose plus de masse surtout dans le cas des réfrigérateurs transportable). Les études déjà faites au Maroc et en Suisse sur plusieurs prototypes donnent le cuivre comme un bon

matériaux de conception pour ce genre d'évaporateurs. Pour notre cas, il nous faut à peu près 3.2 m^2 de cuivre pour la conception de l'enveloppe de l'évaporateur.

- **Le condenseur :**

Parmi tous les prototypes fabriqués, le cuivre est le plus utilisé dans la construction des condenseurs. Dans notre cas et d'après la figure (3.10) la surface du condenseur est estimée à 3 m^2 . On peut proposer la même forme utilisée par les marocains avec un condenseur constitué de 5 tubes. Chaque tube à un diamètre de 2.5 cm et contient 52 ailettes espacées de 0.8 cm . Chaque ailette a une forme carrée de 10 cm de côté et d'épaisseur 0.5 cm (voir figure 4.2).

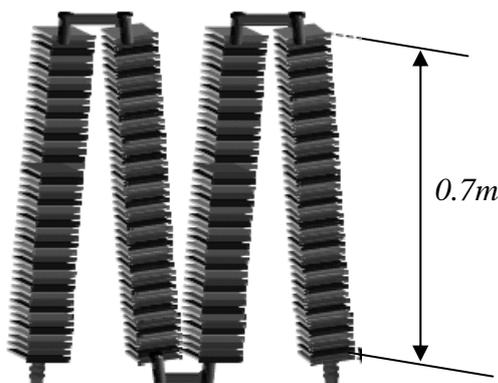


Figure 4.2 Configuration géométrique pour un exemple de condenseur [4]

- **Le capteur adsorbeur :**

Le capteur adsorbeur est un élément de très grande importance dans cet appareil, il joue le rôle d'un compresseur et détendeur (analogie avec système à compression [24]), pour cela il faut tenir compte de tous les paramètres influents sur ce capteur. Cette importance est due à l'importance de l'adsorbeur (élément clef pour le capteur, aussi pour tout le système). Comme l'importance de l'adsorbeur est majeure, plusieurs travaux ont été destinés à l'étude de ce dernier. On peut dire que presque toutes les études tournent autour de la forme (configuration de géométrie) de ses adsorbeur [2] [4] [30] [31].

Les constructeurs du prototype le plus récent fabriqué en suisse [2] [31], ont abouti après trois ans d'expérience à des tubes enveloppés par des couches minces d'adsorbant figure 1.1. Ces tubes jouent aussi le rôle des diffuseurs, avec ces formes, les prototypes ont réussi à

atteindre des *COP* variant de 0.15 à 0.20 (à titre indicatif ces formes d'adsorbateurs donnent plus de capacité frigorifique de 30% plus élevée que les précédents).

Mais cette technologie nous pose quelques problèmes techniques surtout dans notre pays, elle demande de la main-d'œuvre qualifiée et une haute technologie de pointe pour la réalisation de ce type d'adsorbateurs.

Le modèle qui nous convient est celui des marocains [4], qui utilise des formes cubiques ou parallélépipédiques. Ces formes contiennent des couches minces d'adsorbant enfermées dans des ailettes intégrées au capteur. Ces derniers sont les plus utilisés dans les pays en développement, pour cela on peut proposer pour notre cas une forme cubique ou parallélépipédique avec les caractéristiques suivantes (figure (4.3) [4]) :

- Un côté de 1m.
- Epaisseur 3cm dont 2cm réservé à l'adsorbant.
- Ailettes espacées de 2cm.
- Ces caractéristiques nous imposent un nombre de 85 ailettes.
- Ces caractéristiques nous imposent à peu près 5 m² cuivre.



Figure 4.3 Vue d'un exemple du capteur [4].

L'estimation du coût des différents constituants de ce réfrigérateur sont résumés dans le tableau ci-dessous :

Tubes en cuivre	(3 m de longueur × 130 DA)	Somme = 400 DA
Laine de verre	(30 DA × 13 Kg)	Somme = 400 DA
Condenseur	(3 m ² × 1800 DA)	Somme = 5400 DA

Evaporateur	$(3.2 \text{ m}^2 \times 1800 \text{ DA})$	Somme = 5760 DA
adsorbant	$(27 \text{ Kg} \times 1500 \text{ DA})$	Somme = 40500 DA
Adsorbent + capteur	$(5 \text{ m}^2 \times 1800 \text{ DA})$	Somme = 9000 DA
Main-d'œuvre	7000 DA	Somme = 7000 DA
Somme totale		$S_T = 68460,00 \text{ DA}$

Tableau 6. Estimation des coûts des différents constituants de la machine.

4.1 Conclusion :

D'après les résultats obtenus, le coût estimé est d'environ 68000 DA pour une production de 18 kWh/j d'énergie, paraît très élevée, pour engager la conception de ses réfrigérateurs. En comparant cette quantité d'énergie produite par cet appareil au coût de vente du kWh d'électricité, l'amortissement investie ce dernier est de 2 ans de fonctionnement.

D'après cette dernière remarque, on peut dire que le premier point de vue s'attache à la non possibilité d'étudier ou moins des fabriquer ces machine actuellement, surtout pour un pays comme l'Algérie, le deuxième point de vue voir que l'idée de ne pas entamer se sujet est une idée bloqué dans l'instant et les horizons et études des énergies renouvelable occupe une grande place dans l'avenir de la production des énergies.

On peut dire, avec une petite analyse historique à travers les dix dernières années que le coût de ces réfrigérateurs à baissé de moitié, avec plus d'efficacité énergétique pour les prototypes actuels (aux années 80 les COP varient entre : $COP=0.01$ à 0.05 contrairement aux prototypes actuels : $COP=0.1$ à 0.15). Donc on peut dire qu'au delà des 5 prochaines années, les prix deviendront acceptables avec plus de rentabilité énergétique.

Actuellement avec les mêmes contraintes économiques et techniques, on peut arriver à des prix de l'ordre de 30000 DA, pour des réfrigérateurs travaillant au zéolithes (moins cher que le gel de silice) fabriqués avec des aciers ou alliages, pouvant réduire le coût de ces appareils.

D'autre part, l'augmentation du nombre d'utilisateurs de ces machines peut économiser une très grande quantité d'énergie, par exemple pour 100 réfrigérateurs au zéolithe (3.000.000 DA), on peut économiser une quantité d'énergie d'environ 2 MWh/j qui est une somme très signifiante économiquement.

Toutes ces remarques et contraintes, nous oblige de traiter ce domaine d'une façon très fiable, et de nous encourager à entamer ce domaine et augmenter le nombres d'études qui le concerne.

Conclusion générale :

Ce travail illustre une étude technico-économique et une modélisation d'un réfrigérateur solaire à adsorption. Au cours de la modélisation et du calcul, on aboutit à des résultats, dont on tire les conclusions suivantes :

Pour l'adsorption, on a opté pour le modèle de Dubinin – Radushkevich pour modéliser l'adsorption des deux adsorbants (zéolithe et gel de silice), en utilisant le même adsorbat (eau). On a conclu que les zéolithes sont plus favorables, même recommandables dans la réfrigération solaire à adsorption pour les températures de refroidissement allant de 5°C à 8°C . Ils peuvent atteindre des températures de régénération de l'ordre de 250°C .

Le gel de silice apparaît comme un adsorbant très limité dans son utilisation. Il est conseillé à des températures de régénération qui ne dépassent pas 180°C , mais qui a l'avantage d'atteindre des températures de refroidissement de l'ordre de 0°C .

La modélisation concernant les composants du réfrigérateur est divisée en 2 parties :

- Bahut
- Condenseur et évaporateur

L'isolation du bahut constitue l'élément clef de la conception du réfrigérateur, car les contraintes de fonctionnement sont particulièrement élevées. Les calculs ont montré l'avantage d'utilisation de l'isolant PIV, dont la conduction thermique est 4 à 5 fois inférieure aux isolants traditionnels. Avec l'utilisation du PIV on peut gagner environ 40% du volume du bahut par rapport aux autres isolants traditionnels.

Les résultats obtenus pour le calcul du condenseur (échangeur à ailettes) et évaporateur (forme presque imposée par la forme du bahut) sont très motivants et acceptables par comparaison avec ceux du prototype suisse, pour les mêmes charges et conditions.

L'étude technico-économique du réfrigérateur, indique qu'on peut gagner environ 120KJ/j d'énergie en utilisant le PIV contre la laine de verre, somme totale d'argent gagnée en

utilisant la laine de verre (3300DA) peut être récupéré dans une durée de 20 jours de fonctionnement du réfrigérateur dans les mêmes conditions en utilisant le PIV.

Le coût estimé de ce réfrigérateur est d'environ 68000DA pour une production de 20Wh/j. L'amortissement de cet appareil est de trois années environ par rapport à l'utilisation d'un réfrigérateur à compression classique au coût de vente du KWh d'électricité actuel.

Vu à la baisse des coût de ces réfrigérateurs dès les années 80 jusqu'à nos jours et avec l'augmentation de l'efficacité énergétique pour les prototypes actuels (aux années 80 les COP varient entre : COP=0.01 à 0.05 contrairement aux prototype actuels : COP=0.1 à 0.15). Avec les soucis environnementaux et l'impact de la durée disponible des ressources fossiles, on recommande vivement la conception de cet appareil.

Vu aussi à les grand surfaces occupé par les études et l'utilisation de l'adsorption (co-génération, stockage de l'hydrogène,...) nous recommandons vivement d'entamer et d'enrichi ce sujet très intéressant, pour notre monde, surtout dans les domaines concernant la co-génération et le stockage de l'hydrogène.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] **Tchernev DI.** Solar energy application of natural zeolites, in natural zeolite: occurrence, properties and use. Oxford: Pergamon Press; 1978.
- [2] **Mayor. J, Dind. Ph.** Construction et test d'un réfrigérateur solaire à adsorption transportable. Ecole d'ingénieurs du Canton de Vaud / HES-SO / LESBAT – EIVD ; 2002.
- [3] **Dubinini MM, Radushkevich VA.** Adv ChemSer 1970; 102.
- [4] **F. Lemmini, A. Errougani, F. Bentayeb.** Réalisation Expérimentale D'un Réfrigérateur Solaire A Adsorption À Rabat. Laboratoire d'Energie Solaire, Faculté des Sciences. Département de Physique.2002.
- [5] **F. Bentayeb, F. Lemmini.** Simulation d'entrepôts frigorifiques solaires dans un Climat marocain chaud et sec. Faculté des Sciences. Département de Physique. Avenue Ibn Battota. Rabat.2002.
- [6] **C. Hildbrand. PH. Dind. M. Pons. F. Buchter.** a new solar powered adsorption refrigerator with high performance. Laboratoire d'Energétique Solaire, EIVD (HES-SO), Switzerland.2003.
- [7] **Grenier Ph., Guilleminot J.J., Meunier F. and Pons M.** (1988). Solar powered solid adsorption cold store, *A.S.M.E. Trans.-J. Solar Energy Eng.* 110, 192-197.
- [8] **Boubakri A., Arsalane M., Yous B., Ali-Moussa L., Pons M., Meunier F. and Guilleminot J.J.,** (1992b). Experimental study of adsorptive solar-powered ice makers in Agadir (Morocco)- 2. Influences of meteorological parameters, *Renewable Energy* 2(1), 15-21.
- [9] **Pons M. and Grenier Ph.** (1987). Experimental data on a solar - powered ice maker using activated carbon and methanol adsorption pair, *J. Solar Energy Eng., ASME Trans.* 109, 303-310.
- [10] **D. Lachance. M. Bernier.** Simulation dynamique d'une machine a adsorption : Application a un cycle à simple effet. Laboratoire du froid (E.A. 1408), CNAM, 292 rue St-Martin 75141 Paris Cedex 03, France.
- [11] **Dubinini MM, Astakhov VA.** Adv ChemSer 1970; 103:69.
- [12] **Tomas Núñez, Hans-Martin Henning,** Adsorption cycle modeling: characterization and comparison of materials. Fraunhofer ISE, Oltmannsstraße 5, 79100 Freiburg, Germany.2000.
- [13] **Qun Cui, Gang Tao,** Environmentally benign working pairs for adsorption refrigeration. *Journal of solar energy.*2001; 30 (2005) 261–271.

- [14] International union of pure and applied chemistry. Pure and appl.chem.57.605-619.1985.
- [15] **S.j.Gregg. K.S.W.Sing**, Adsorption surface, area and porosity, 2nd Edition, academic press London.1992
- [16] **P.L.L Lewellyn et al. Langmuir**. 9.1852 -1856. 1993.
- [17] **O. Talu et al. Langmuir**. J. phys.chem.93.
- [18] **M.Polanyi. verth, Deut.** Physic. Ces. 16-1012.1914 ; ibid, 18.55.1920.
- [19] **Duong .D. Do**. Adsorption analysis equilibria and Kinetics. Edition. Raplh T.yang (Univ. of Michigan) . Vol1. Imperial College Press.1998.
- [20] **Polany M**. In: Smisek M, Cerney S, editors. Active carbon manufacture, properties and application. London: Elsevier Publishers; 1970.
- [21] **Dubin MM, Zavorina ED, Radustkhevich LV**. Zh Fiz Khim1947; 6(21):1351.
- [22] **Dubin MM, Astakhov VA**. Adv ChemSer 1970; 102:69.
- [23] **Critoph RE**. J Carbon 1989; 27(1):63–70.
- [24] **Jing Hu, Exell RHB**. Renew Energy 1993; 3(6/7):567–75.
- [25] **Anyanwu EE, Ogueke NV**. Nig J Technol 2001;20(1):53–60.
- [26] **P.Chiche**, thermodynamique de l'adsorption I-II, J.Chim.Phys;1962.
- [27] **S. Robert. Bowman. S.E.Delap**. Book of Abstract, 7th International Conference on Occurrence, Proprieties and Utilisation of zeolite. July 2006. www.ees.nmt.edu/zeolite06/.
- [28] **L-M. Sun. F. Meunier**. Techniques de l'ingénieur. J2730.Adsorption- Aspect théorique.
- [29] **E. E. Anyanwu**. Review of solid adsorption solar refrigeration II: An overview of the principles and theory. Energy Conversion and Management 45 (2004) 1279–1295.
- [30] **P.h. Dind. O. Cherbuin. C. Hildbrand**. La réfrigération solaire à adsorption. Ecole d'ingénieurs du Canton de Vaud. Yverdon – les- Bains.
- [31] **A.O. Dieng *, R.Z. Wang**. Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air conditioning purposes and recent developments in solar technology. Renewable and Sustainable Energy Reviews 5 (2001) 313–342.
- [32] **B.B. Saha , I.I. El-Sharkawy. A. Chakraborty, S. Koyama**. Evaluation of minimum desorption temperatures of thermal compressors in adsorption refrigeration cycles. International Journal of Refrigeration xx (2006) 1-7.
- [33] Agence intergouvernementale de la Francophonie, Book abstract. Efficacité énergétique. Bilan thermique. Tome1.1996.

- [34] **ASHREA.** Fundamentals Hand Book Staff. Jeanne Baird. Associate Editor.2001.
- [35] **KERN. D. Q.** Process heat transfer, McGraw-Hill: New York, 1984. 871. P.
- [36] **C. Bougriou.** Calcul et Technologie Des Echangeurs De chaleur. Note de Cour université de Batna.2000.76-110.P.
- [37] **J. G. Collier.** Convective Boiling and Condensation, McGraw-Hill: New York, 1972.206.
- [38] **L. Krache.** Contribution à l'étude thermodynamique d'un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le cycle zéolithe 13X-eau. Thèse Magister. Université de Constantine.1996.
- [39] **Meunier.Fj.** Septchnol 1993 ; 3 :143-50.
- [40] **Grenier Ph, Pons M.** Experimental and theoretical results on the use of an activated carbon/methanol intermittent cycle for the application to a solar powered ice maker. In: Szokolay SV, editor. Solar World Congress, vol. 1. Pergamon Press; 1984. p. 500–6.

Summary:

The objective of this work is the modelling and the feasibility study of a solar adsorption refrigerator.

For adsorption we've a thermodynamic comparison between the cycles using silica gel-water couple and those of zeolite –water.

Using the model of Dubinin-Rdushkevich in the simulation on the purpose of knowing the advantages and the characteristics of each couple.

The principal elements (evaporator, condenser and the side-board) are calculated.

The results were very acceptable and even motivating and required hardly the realisation of this apparatus, in addition to increase the studies of these subjects.

Résumé :

L'objectif de ce travail est la modélisation et l'étude de la faisabilité d'un réfrigérateur solaire à adsorption.

Pour l'adsorption on a fait une comparaison thermodynamique, entre les cycles utilisant le couple silicagel - eau et ceux utilisant le couple zéolithe - eau.

Le modèle de Dubinin - Radushkevich à été utilisé dans la simulation pour connaître les caractéristiques et les avantages de chaque couple.

Les éléments essentiels de cet appareil (évaporateur, condenseur et bahut) sont calculés.

Nos résultats apparaissent très acceptable et même motivants et exige fortement la réalisation de ces appareils, aussi l'augmentation du nombres d'études sur ces sujets.

مستخلص :

عبر هذا العمل قمنا بدراسة جهاز تبريد من الحجم الصغير يعمل بالطاقة الشمسية يرتكز على عملية الامتصاص السطحي Adsorption مستعملين الزوجين سيليكاجال- ماء و زيوليت- ماء.

باستعمال نموذج ديبينين- رادوش كيفيتش قمنا بمقارنة ترموحرارية استظهارا لميزات كل من الزوجين و تحديد ظروف و مناطق استعمال كل زوج.

مختلف أجزاء الجهاز قمنا بحساب مقاساتها و تقديم بعض التقنيات المستعملة في صناعة هذه الأخيرة.

كذلك قمنا بدراسة اقتصادية لتحديد سعر لهذا الجهاز بالمقتضيات و الأسعار المتداولة في السوق الوطنية.

من خلال النتائج المتحصل عليها و مقارنتها بدراسات حديثة – خاصة السويسرية منها- نستطيع القول أنها

نتائج جد أيجابية و محفزة لمواصلة العمل في هذا الميدان.