

Université Mohamed Khider – Biskra
Faculté des Sciences et de la technologie
Département : Génie Mécanique
Ref :



جامعة محمد خيضر بسكرة
كلية العلوم و التكنولوجيا
قسم: الهندسة الميكانيكية
المرجع:.....

Thèse présentée en vue de l'obtention
Du diplôme de
Doctorat en sciences

Spécialité (Option) : Génie Mécanique (Energétique)

**Etude numérique des transferts de chaleur dans une
machine frigorifique à adsorption**

Présentée par :
Noureddine CHERRAD

Soutenue publiquement le 06/05/2018

Devant le jury composé de :

Mr. Noureddine Moumni	Professeur	Président	Université de Biskra
Mr. Adel Benchabane	Professeur	Directeur de thèse	Université de Biskra
Mr. Hocine Benmoussa	Professeur	Examineur	Université de Batna
Mr. Fouad Khaldi	Professeur	Examineur	Université de Batna
Mr. Messaoud Guellal	Professeur	Examineur	Université de Setif
Mr. Adnane Labeled	Maitre de Conférences 'A'	Examineur	Université de Biskra

A ma mère, à mon père, à ma grand-mère

A ma femme, à mon beau-père,

A mes fils,

A mes frères et à mes soeurs,

A toute ma famille.

REMERCIEMENTS

*En tout premier lieu, je remercie **ALLAH**, tout puissant, de m'avoir donné la force et la santé, ainsi que l'audace pour dépasser toutes les difficultés.*

*Je remercie tout particulièrement **Mr. Adel BENCHABANE**, Professeur à l'Université de Biskra, d'avoir dirigé ma thèse avec beaucoup d'efforts et de patience. Ses qualités pédagogiques remarquables m'ont permis de profiter de ses connaissances et ont contribué à l'avancement de mon travail en ne négligeant ni ses conseils avisés et ni ses critiques constructives.*

*Je tiens très sincèrement à remercier **Mr. Noureddine MOUMMI**, Professeur à l'Université de Biskra, pour m'avoir fait l'honneur d'accepter de présider le jury de cette thèse.*

*Mes plus vifs remerciements s'adressent aussi à tous les membres de Jury, **Mr. Houcine BENMOUSSA** et **Mr. Fouad KHALDI**, Professeurs à l'Université de Batna, **Mr. Messaoud GUELLAL**, Professeur à l'Université de Setif et **Mr. Adnane LABED**, Maître de conférences à l'Université de Biskra, qui me font le grand honneur d'évaluer mon travail.*

*J'adresse de chaleureux remerciements à **Mr. Lakhdar SEDIRA**, Maître de Conférences à l'Université de Biskra, et à **Mr. Amar ROUAG**, Maître Assistant à l'Université de Ouargla, pour leur attention de tout instant sur mes travaux de publication, pour leurs conseils avisés et leur écoute qui ont été prépondérants pour la bonne réussite de ce travail.*

Afin de n'oublier personne, mes remerciements vont enfin à toute personne qui a contribué de près ou de loin à l'élaboration de ce modeste travail.

Résumé

Plusieurs avantages de la machine frigorifique à adsorption solaire nous mènent à la sélectionner comme un réfrigérateur du futur. Cependant, son développement technologique n'a pas progressé assez rapidement pour la rendre commercialement viable. Ses problèmes proviennent principalement de la faible performance ; la non maîtrise du contrôle de cycle de fonctionnement en correspondance avec les conditions climatiques, les conditions de production et les éléments de la machine ; la sélection des températures de fonctionnement, en fonction d'une performance, n'est pas modélisée et la condition d'une performance optimale n'est pas formulée. À cet égard, nous avons procédé à une modélisation des échanges thermiques dans cette machine pour faire sortir des solutions adéquates, ce qui en résulte que : (i) la durée de chauffage est proportionnelle à la quantité de chaleur perdue par l'adsorbeur-collecteur. Pour le prototype étudié, la récupération de cette énergie peut augmenter la performance de la machine de deux (02) fois plus que celle sans récupération; (ii) une proposition d'un modèle numérique pour prédire les températures du fonctionnement du cycle de la machine en fonction de la performance et les conditions climatiques prédéfinies ; (iii) un développement des conditions pour lesquelles, la condensation et l'évaporation du fluide frigorigène à l'aide d'un échangeur de chaleur peuvent être contrôlées. Par conséquent, l'automatisation du système pour le passage du fluide frigorigène de l'adsorbeur vers le condenseur et de l'évaporateur vers l'adsorbeur est possible. Ce qui permet de communiquer entre les éléments essentiels de la machine en correspondance avec le cycle opérationnel ; (iv) une définition des conditions relationnelles entre les températures de fonctionnement de cycle qui peuvent alors s'accompagner d'une performance optimale.

Mots-clefs : Machine frigorifique, Adsorption solaire, Modèle numérique, Transfert de chaleur, Conditions, Performance.

Abstarct

Several advantages of the solar adsorption refrigeration machine lead us to select it as a refrigerator of the future. However, its technological development has not progressed rapidly enough to make it commercially viable. Its problems stem mainly from poor performance; the lack of control of the operating cycle in accordance with the climatic conditions, the production conditions and the components of the machine; the selection of operating temperatures, according to the performance, is not modeled; and the condition of optimal performance is not formulated. For that, we have carried out a modeling of the heat transfer in this machine to bring out adequate solutions, which results in that: (i) the heating time is proportional to the amount of heat lost by the adsorber-collector. For the studied prototype, recovery of this energy can increase the performance of the machine by two (02) times more than that without recovery; (ii) a proposal of a numerical model to predict the operating temperatures of the machine cycle depending on the predefined performance and climatic conditions; (iii) a development of the conditions for which the condensation and evaporation of the refrigerant, by means of a heat exchanger, can be controlled. Therefore, the automation of the system for the passage of the refrigerant from the adsorber to the condenser and from the evaporator to the adsorber is possible. This allows communication between the essential components of the machine in correspondence with the operational cycle; (iv) a formulation of the relational conditions between the operating temperatures of the cycle which can then be accompanied by optimal performance.

Keywords: Refrigeration machine, Solar adsorption, Numerical model, heat transfer, Conditions, Performance.

ملخص

ان الميزات الخاصة بآلة الأمتزاز الشمسي لأنتاج البرودة تقودنا الى اختيارها كحلالة المستقبل. الا أن تطورها التكنولوجي لم يبلغ من التقدم لما فيه الكفاية ليجعل منها ذات رواج تجاري. فالمشاكل المطروحة ذات صلة اساسا بضعف النجاعة و بعدم التحكم في مراقبة دورة العمل بالتوافق مع التغيرات الحرارية للمناخ و كذلك معايير الأنتاج المطلوبة و الأجهزة المشكلة للآلة، كما أن تحديد درجات الحرارة الوظيفية تبعاً للنجاعة غير متطرق اليه في الأبحاث، اضافة الى أن الشروط الخاصة بالنجاعة المثلى غير مقننة بعد. لذلك ارتأينا الى ضرورة اجراء دراسة عملية التبادل الحراري داخل هذه الآلة للخروج بحلول مناسبة، مما نجم عنه التالي : (1) مدة التسخين تتناسب طرديا و بشكل ملحوظ مع كمية الحرارة الضائعة من الممتز الجامع للاشعة الشمسية. استعادة هذه الطاقة يسمح برفع نجاعة الآلة الى ضعفين بالنسبة للنموذج المدروس؛ (2) طرح طريقة حساب رقمي للتحديد المسبق لدرجات الحرارة الوظيفية لدورة عمل الآلة تبعاً للنجاعة و الشروط المناخية المعطاة؛ (3) تعيين الشروط التي تسمح بالتحكم في عملية تكثيف و تبخير المائع المبرد عن طريق المبادل الحراري. و بالتالي امكانية سير نظام الآلة تلقائيا بالسماح بمرور المائع المبرد من الممتز الى المكثف و من المبخر الى الممتز. مما يؤدي الى تجاوز متناسق بين الأجهزة الأساسية للآلة بالتوافق مع دورة العمل؛ (4) تعيين العلاقة بين درجات الحرارة الوظيفية لدورة العمل المؤدية الى نجاعة مثلى.

الكلمات المفتاحية : آلة انتاج البرودة، الأمتزاز الشمسي، الطريقة الرقمية، التبادل الحراري، الشروط، النجاعة.

TABLE DES MATIERES

Remerciements	
Résumé	I
Abstract	II
ملخص	III
Table des matières	IV
Liste des figures	IX
Liste des tableaux	XVI
Nomenclature	XVII

Chapitre 0 : Introduction générale

1. Énergies fossiles et réfrigération au CFC présentent un problème.....	01
2. Energie solaire comme alternative aux énergies fossiles.....	01
3. Possibilité de réfrigération par énergie solaire.....	02
4. Réfrigération solaire.....	03
5. Réfrigération à sorption comme alternative à réfrigération au CFC.....	03
6. Sélection de réfrigération à adsorption.....	04
7. Problèmes de réfrigération à adsorption.....	05
8. Actualité des recherches sur réfrigération à adsorption.....	06
9. Contributions attendues par la présente thèse.....	07

Chapitre I : Synthèse bibliographique sur les systèmes frigorifiques à adsorption

1. Introduction.....	09
2. Historique de réfrigération à sorption.....	09
3. Sélection des systèmes frigorifiques à sorption.....	10
3.1. Principe général de fonctionnement des systèmes à sorption.....	11
3.2. Unités à absorption.....	12
3.3. Unités à réaction chimique (adsorption chimique).....	13
3.4. Unités à adsorption.....	14
3.5. Performance des machines frigorifique à sorption.....	14
3.6. Comparaison entre les systèmes à sorption.....	15

4. Phénomène d'adsorption.....	18
4.1. Chaleur et masse échangées pendant le phénomène d'adsorption.....	18
4.2. Equations de description d'équilibre d'adsorption.....	20
5. Sélection des couples solide-réfrigérant ou adsorbant-adsorbat.....	22
5.1. Comparaison entre les couples d'adsorption.....	23
5.1.1. Comparaison entre les couples zéolite-eau et charbon actif-méthanol.....	24
5.1.2. Comparaison des couples à différents types de charbon actif et réfrigérants.....	26
5.2. Proposition d'un réfrigérant fonctionnant à pression super-atmosphérique.....	28
6. Réfrigération solaire à adsorption par une simple technologie.....	28
6.1. Réacteur ou adsorbeur solaire tubulaire simple.....	30
6.2. Intermittence de l'effet frigorifique du système solaire à adsorption.....	31
6.2.1. Cycle théorique de base.....	31
6.2.2. Cycle réel.....	32
6.3. Stockage de la chaleur provenant de l'énergie solaire.....	33
6.4. Systèmes solaires simples à adsorption avec continuation de l'effet frigorifique.....	34
6.5. Unités expérimentales frigorifiques solaires à adsorption.....	38
7. Avancements de réfrigération à adsorption.....	40
7.1. Utilisation de fluide caloporteur pour fonctionnement du système à adsorption.....	40
7.2. Cycles avancés.....	42
7.2.1. Cycle étagé ou avec récupération de masse.....	43
7.2.2. Cycle avec récupération de chaleur (Cycle de régénération) et possibilité d'un cycle continu.....	46
7.2.2.1. Cycle d'onde thermique.....	48
7.2.2.2. Cycle d'onde convective.....	49
7.2.3. Combinaison de récupération de chaleur et de récupération de masse.....	49
7.2.4. Cycle en cascade.....	51
7.3. Conceptions avancées du lit adsorbant.....	52
7.3.1. Utilisation des collecteurs solaires performants.....	53
7.3.1.1. Concentrateur parabolique composé CPC.....	53
7.3.1.2. Concentrateur cylindro-parabolique PTC.....	54
7.3.2. Intégration du fluide caloporteur.....	55

7.3.3. Utilisation des ailettes de transfert de chaleur.....	56
7.3.4. Conception d'un lit fluidisé.....	60
7.3.5. Optimisation d'épaisseur de paroi de lit.....	60
7.3.6. Intégration de morceaux métalliques et utilisation de réflecteurs.....	61
7.4. Amélioration du matériau adsorbant.....	63
7.5. Utilisation d'autres sources d'énergie.....	65
7.5.1. Instabilité de l'intensité de rayonnement solaire.....	65
7.5.2. Sources alternatives à l'énergie solaire instable.....	66
7.6. Systèmes hybrides.....	66
7.6.1. Système hybride de réfrigération à adsorption-éjection.....	66
7.6.2. Système hybride de réfrigération à adsorption et chauffe-eau.....	67
7.7. Conception de la machine frigorifique à adsorption comme module.....	67
8. Modélisation de transfert de chaleur et de masse dans les machines à adsorption.....	69
8.1. Résumé des travaux de modélisation.....	70
8.2. Résumé des résultats de modélisation.....	70
8.3. Autres travaux de simulation.....	71
9. Quelques conseils pratiques pour améliorer la performance de la machine à adsorption	72
10. Conclusion.....	72

Chapitre II : Evaluation des transferts de chaleur dans les machines frigorifiques à adsorption solaire

1. Introduction.....	74
2. Composants de base de la machine frigorifique solaire à adsorption.....	75
3. Cycle intermittent de la machine frigorifique solaire à adsorption.....	76
4. Formulation de la masse de l'adsorbat adsorbée par l'adsorbant.....	77
5. Formulation des transferts de chaleur dans la machine frigorifique à adsorption.....	78
5.1. Chaleur de condensation de l'adsorbat.....	78
5.2. Chaleur d'évaporation de l'adsorbat.....	79
5.3. Chaleur reçue par l'adsorbeur-collecteur pendant son chauffage.....	79

5.4. Pertes de chaleur à travers l'adsorbeur-collecteur.....	81
5.5. Temps de chauffage.....	83
5.6. Température maximale de chauffage.....	84
5.7. Chaleur dégagée par l'adsorbeur-collecteur pendant son refroidissement.....	85
5.8. Coefficient de transfert thermique minimum.....	87
5.9. Temps de phase de refroidissement isostérique-adsorption.....	87
6. Coefficient de performance de la machine frigorifique à adsorption.....	87
7. Puissance spécifique de refroidissement.....	88
8. Données de calcul numérique.....	88
8.1. Données générales.....	88
8.2. Données d'interpolation.....	89
8.3. Données de validation.....	91
9. Modélisation numérique et algorithme de calcul.....	92
10. Résultats et discussion.....	94
10.1. Validation des résultats du modèle numérique.....	94
10.2. Evaluation des transferts de chaleur dans la machine frigorifique à adsorption.....	96
10.3. Discussion à partir de littérature soutenant les résultats obtenus.....	98
10.4. Coefficient optimisé de performance	99
10.5. Nombre d'adsorbeurs possible à intégrer.....	100
11. Conclusion et recommandations.....	101

Chapitre III : Modélisation numérique des températures limites du cycle des machines frigorifiques à adsorption solaire

1. Introduction.....	103
2. Schéma du process de la machine frigorifique solaire à adsorption.....	105
3. Modélisation mathématique.....	106
4. Modélisation numérique.....	107
5. Données de calcul.....	110
6. Prédiction numérique des températures limites du cycle intermittent.....	111
7. Prédiction des limites performantes du cycle intermittent.....	116

8. Conclusion.....	118
--------------------	-----

Chapitre IV : Prédiction semi-analytique des températures limites de l'adsorbteur en fonction des conditions thermiques du condenseur et de l'évaporateur

1. Introduction.....	119
2. Description de la technique pour contrôler la température de condensation.....	122
3. Description de la technique pour contrôler la température d'évaporation.....	123
4. Modélisation mathématique pour exprimer T_c en fonction de T_{S1}	124
5. Modélisation mathématique pour exprimer T_e en fonction de T_{S2}	125
6. Modélisation numérique pour prédire T_{S1} correspondant à T_c prédéfinie.....	125
7. Modélisation numérique pour prédire T_{S2} correspondant à T_e prédéfinie.....	127
8. Résultats.....	128
8.1. Prédiction de T_{S1} correspondant à T_c donnée.....	128
8.2. Prédiction de T_{S2} correspondant à T_e donnée.....	131
9. Conclusion.....	135

Chapitre V : Modélisation analytique des performances thermiques des machines frigorifiques à adsorption solaire

1. Introduction.....	137
2. Variation de COP en fonction des températures du cycle de fonctionnement.....	138
3. Formulation de la relation entre les températures du cycle correspondant à un COP_{max}	140
4. Formulation de la relation entre les températures du cycle correspondant à un COP_{opt}	142
5. Assurance de fonctionnement du cycle de la machine sous les conditions optimales.....	149
5.1. Nouveau cycle optimal.....	150
5.2. Contrôle du cycle optimal en fonction de la condensation et de l'évaporation	152
6. Conclusion.....	155

Conclusion générale.....	156
---------------------------------	------------

Références bibliographiques.....	159
---	------------

Annexe : Liste des publications scientifiques.....	
---	--

LISTE DES FIGURES

- Fig.1.1** : Travaux publiés sur la réfrigération à adsorption de 1978 jusqu' en 2008. 10
- Fig. 1.2** : Représentation simple d'un processus théorique de refroidissement à sorption, basé sur l'énergie solaire. 11
- Fig.1.3** : Prototype de réfrigérateur par adsorption chimique à cycle intermittent, présenté au Mexique en 1981, utilisant de chlorure de calcium- mon éthylamine comme couple de travail. 13
- Fig. 1.4** : Comparaison générale entre les technologies d'absorption et d'adsorption. a) Absorption, b) Adsorption, c) Sorption idéale. 17
- Fig. 1.5** : Comparaison entre les schémas de principe de fonctionnement des systèmes à absorption et à adsorption. 17
- Fig. 1.6** : Isothermes théoriques (par modèle Dubinin- Astakhov: traits en continu) et expérimentales d'adsorption d'ammoniac sur charbon actif BPL. 20
- Fig. 1.7** : Comparaison entre les systèmes d'adsorption zéolite-eau et charbon-méthanol. 26
- Fig.1.8** : Variation de COP par rapport à la température de génération T_g (T_{g2}) pour le charbon actif AC35 avec divers fluides frigorigènes ($T_{a2} \equiv T_a$). 27
- Fig.1.9** : Variation de COP par rapport à la température de génération T_g (T_{g2}) pour le méthanol avec divers types de charbon actif ($T_{a2} \equiv T_a$). 27
- Fig. 1.10** : Pressions de saturation de divers adsorbats pour des températures typiques de travail entre l'évaporateur et le condenseur. 28
- Fig .1.11** : Schéma d'un réfrigérateur solaire à adsorption par une simple technologie. 29
- Fig. 1.12** : Schéma plus détaillé de la machine solaire à fabrication de la glace par adsorption. 30
- Fig. 1.13** : Prototype d'un adsorbeur solaire tubulaire simple. 31
- Fig. 1.14** : Cycle idéal à adsorption dans un diagramme de Clapeyron P-T-X. 32
- Fig. 1.15** : Cycle expérimental d'une machine à adsorption. 33
- Fig. 1.16**: Cycle à adsorption simulé sans vanne de décharge/charge de l'adsorbent. 33
- Fig. 1.17**: Système de fabrication de la glace par adsorption, équipé d'un réservoir de stockage de chaleur. 34
- Fig. 1.18** : Système de réfrigération solaire à adsorption de fonctionnement continue. 35

Fig. 1.19: Cycle théorique de refroidissement continu par adsorption à température constante dans le diagramme de Clapeyron (RI: lit adsorbant 1 et RII: lit adsorbant 2).	36
Fig. 1.20 : Schéma du cycle de refroidissement à adsorption à température constante.	37
Fig. 1.22: Schéma du système de refroidissement solaire continu à adsorption.	38
Fig. 1.22 : Photographie de réfrigérateur solaire de Anyanwu et Ezekwe.	38
Fig. 1.23: Photographie de la machine solaire de production de glace par adsorption de Luo et al.	39
Fig. 1.24: Photographie de la machine solaire de production de glace par adsorption de Li et al.	40
Fig. 1.25 : Schéma d'une machine à adsorption utilisant un fluide caloporteur.	41
Fig. 1.26 : Schéma du lit adsorbant utilisant un fluide caloporteur (a) et du tube contenant l'adsorbant (b).	42
Fig. 1.27 : Diagramme conceptuel de Dühring pour le cycle à deux étages.	44
Fig. 1.28 : Description de l'opération de récupération interne de vapeur.	45
Fig. 1.29 : Diagramme conceptuel de Dühring pour le cycle à trois étages.	45
Fig. 1.30: Cycle idéal de régénération à adsorption dans le diagramme de Clapeyron.	46
Fig. 1.31. Schéma de principe de l'installation expérimentale de Cho et Kim.	47
Fig. 1.32: Schéma de récupération de chaleur par processus d'onde thermique.	49
Fig. 1.33 : Schéma de refroidisseur à adsorption conçu par Wang et al.	50
Fig. 1.34 : Diagramme P-T pour le cycle idéal et le cycle pratique du refroidisseur conçu par Wang et al.	51
Fig. 1.35 : Exemples du cycle en cascade.	52
Fig. 1.36: Cycle à adsorption en cascade utilisant les couples zéolite-eau et charbon actif-méthanol.	52
Fig. 1.37 : Principe de réfrigérateur solaire à adsorption utilisant un concentrateur parabolique (CPC).	54
Fig. 1.38 : Schéma du refroidisseur alimenté par un collecteur solaire CPC étudié par Alam et al.	54
Fig. 1.39: Schéma de principe du système de réfrigération solaire par adsorption à cycle continu.	55
Fig. 1.40 : Schéma de principe du lit adsorbant avec un échangeur à plaques.	56
Fig. 1.41 : Adsorbeur solaire tubulaire équipé d'ailettes externes (Fins).	57

Fig. 1.42 : Configuration du lit tubulaire à ailettes internes.	57
Fig. 1.43 : Schéma de coupe du collecteur avec lit absorbant tubulaire à ailettes internes.	58
Fig. 1.44 : Schéma de l'adsorbant montrant les deux tubes, les ailettes, le filet, l'isolation et l'adsorbant.	58
Fig. 1.45: Schéma du réacteur solaire étudié par Al Mers et al.	59
Fig. 1.46 : Schéma de l'adsorbant solaire avec des ailettes internes.	59
Fig. 1.47 : Schéma du lit fluidisé.	60
Fig. 1.48 : Schéma simple de l'adsorbant.	61
Fig. 1.49 : Réfrigérateur solaire à adsorption de Khattab.	62
Fig. 1.50 : Différents types d'arrangements de réflecteur du réfrigérateur solaire à adsorption de Khattab.	62
Fig. 1.51 : Masse de glace produite par la machine solaire à adsorption étudiée par Li et al. sous couverture nuageuse.	65
Fig. 1.52: Schéma d'un système hybride de réfrigération solaire à adsorption-éjection.	66
Fig. 1.53 : Schéma d'un système hybride solaire de chauffe-eau et réfrigérateur à adsorption.	67
Fig. 1.54 : Coupe d'un module à adsorption.	68
Fig. 1.55 : Schéma du système intégral du module.	68
Fig. 1.56 : Coupe transversale du module à adsorption.	69
Fig. 1.57: Schéma de module de base de Tamainot-Telto et Critoph.	69
Fig. 2.1 : Schéma de fonctionnement de la machine frigorifique à adsorption solaire.	76
Fig. 2.2: Cycle idéal de la machine frigorifique à adsorption dans un diagramme de Clausius-Clapeyron.	77
Fig. 2.3: Echange de chaleur dans un cycle idéal de la machine frigorifique à adsorption.	79
Fig. 2.4 : Pertes de chaleur à travers la machine frigorifique à adsorption pendant le chauffage.	82
Fig. 2.5: Evolution de l'intensité solaire G et la température ambiante T_{amb} pendant la journée.	83
Fig. 2.6 : Machine frigorifique à adsorption avec volets d'isolation.	85
Fig. 2.7 : Pertes de chaleur à travers la machine frigorifique à adsorption pendant le refroidissement de l'adsorbant-collecteur.	86

Fig. 2.8: Algorithme de calcul numérique des échanges de chaleur dans la machine frigorifique à adsorption et sa performance.	93
Fig. 2.9: Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques de l'effet de la température d'évaporation sur le COP du cycle intermittent utilisant le couple AC35-méthanol ($T_a=20^\circ\text{C}$, $T_c=14.5^\circ\text{C}$ et $T_g=80^\circ\text{C}$).	94
Fig. 2.10: Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques de l'effet de la température de génération sur le COP du cycle intermittent utilisant le couple AC35-méthanol ($T_a=20^\circ\text{C}$, $T_c=14.5^\circ\text{C}$ et $T_e=-5^\circ\text{C}$).	95
Fig. 2.11: Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques de l'effet de la température d'adsorption sur le COP du cycle intermittent utilisant le couple AC35-méthanol ($T_g=80^\circ\text{C}$, $T_c=14.5^\circ\text{C}$ et $T_e=-5^\circ\text{C}$).	95
Fig. 2.12: Efficacité thermique de l'adsorbent et les énergies échangées en fonction du temps de chauffage.	97
Fig. 2.13: Evolution du rapport de COP_{optm} et COP en fonction du temps du chauffage.	100
Fig. 2.14: Nombre d'adsorbent à ajouter en fonction du temps de chauffage.	101
Fig. 3.1: Schéma du process de la machine frigorifique à adsorption solaire.	106
Fig. 3.2: Organigramme détaillé de prédiction des températures de fonctionnement, pour m_{ice} donnée et conditions climatiques connues (irradiation solaire et température ambiante).	109
Fig. 3.3: Cycles idéals prédits de la machine de Buchter et al. pour les 20 jours testés.	116
Fig. 3.4: Masses de glace possibles à produire par la machine de Buchter et al. 2003 pour les différents jours testés.	116
Fig. 3.5: Températures de génération maximales possibles à atteindre par la machine de Buchter et al. pour les différents jours testés.	118
Fig. 4.1 : Schéma de principe pour commander le clapet anti-retour lié entre l'adsorbent et le condenseur.	123
Fig. 4.2 : Schéma de principe pour commander le clapet anti-retour lié entre l'adsorbent et l'évaporateur.	124
Fig. 4.3 : Algorithme détaillé pour prédire la température au début de la désorption T_{S1} .	126
Fig. 4.4 : Algorithme détaillé pour prédire la température au début de l'adsorption T_{S2} .	127

-
- Fig. 4.5 :** Variation de la température au début de la désorption T_{S1} par rapport à la 128
température de condensation T_c pour différentes valeurs de la température d'adsorption
 T_a ($T_e = 0$ ° C).
- Fig. 4.6 :** Variation de la température au début de la désorption T_{S1} par rapport à la 129
température de condensation T_c pour différentes valeurs de la température d'évaporation
 T_e ($T_a = 25$ ° C).
- Fig. 4.7 :** Comparaison entre la température numérique au début de la désorption T_{S1} et 130
celle corrélée, en fonction de la température de condensation T_c pour différentes valeurs
de température d'adsorption T_a .
- Fig. 4.8 :** Comparaison entre la température numérique au début de la désorption T_{S1} et 130
celle corrélée, en fonction de la température de condensation T_c pour différentes valeurs
de température d'évaporation T_e .
- Fig. 4.9 :** Erreur moyenne entre la température numérique au début de la désorption T_{S1} 131
et celle corrélée, en fonction de la température d'adsorption T_a ($T_e = 0$ ° C).
- Fig. 4.10 :** Erreur moyenne entre la température numérique au début de la désorption 131
 T_{S1} et celle corrélée, en fonction de la température d'évaporation T_e ($T_a = 25$ ° C).
- Fig. 4.11 :** Variation de la température au début de l'adsorption T_{S2} par rapport à la 132
température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de la température de génération T_g
($T_c = 25$ ° C).
- Fig. 4.12 :** Variation de la température au début de l'adsorption T_{S2} par rapport à la 132
température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de la température de condensation
 T_c ($T_g = 90$ ° C).
- Fig. 4.13 :** Comparaison entre la température numérique au début de l'adsorption T_{S2} et 133
celle corrélée, en fonction de la température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de
température de génération T_g .
- Fig. 4.14 :** Comparaison entre la température numérique au début de l'adsorption T_{S2} et 134
celle corrélée, en fonction de la température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de
température de condensation T_c .
- Fig. 4.15 :** Erreur moyenne entre la température numérique au début de l'adsorption T_{S2} 134
et celle corrélée, en fonction de la température de génération T_g ($T_c = 25$ ° C).
- Fig. 4.16 :** Erreur moyenne entre la température numérique au début de l'adsorption T_{S2} 135
et celle corrélée, en fonction de la température de condensation T_c ($T_g = 80$ ° C).

Fig. 5.1: Evolution de COP et des températures de fonctionnement du cycle en fonction des jours testés par Buchter et al., pour le mois de mai en 1999 à Ouagadougou au Burkina Faso. 137

Fig. 5.2 : Variation de COP en fonction de la température de génération T_g , pour différentes valeurs de température d'adsorption T_a ($T_c \approx T_a$, $T_e = 0^\circ\text{C}$). 138

Fig. 5.3 : Variation de COP en fonction de la température de génération T_g , pour différentes valeurs de température d'évaporation T_e ($T_c \approx T_a = 25^\circ\text{C}$). 139

Fig. 5.4 : Variation de COP_{\max} en fonction de la température d'adsorption T_a et la température de génération T_g correspondantes ($T_c \approx T_a$, $T_e = 0^\circ\text{C}$). 139

Fig. 5.5 : Variation de COP_{\max} en fonction de la température d'évaporation T_e et la température de génération T_g correspondantes ($T_c \approx T_a = 25^\circ\text{C}$). 140

Fig. 5.6 : Variation de la température de génération T_g correspondant aux COP_{\max} , en fonction de la température d'adsorption T_a pour le couple charbon AC35-méthanol ($T_c \approx T_a$ et $T_e = 0^\circ\text{C}$). 141

Fig. 5.7 : Variation de la température de génération T_g correspondant aux COP_{\max} , en fonction de la température d'évaporation T_e pour le couple charbon AC35-méthanol ($T_c \approx T_a = 25^\circ\text{C}$). 141

Fig. 5.8 : Erreur entre la température de génération numérique T_g et celle corrélée pour COP_{\max} , en fonction de la température d'adsorption T_a ($T_c \approx T_a$ et $T_e = 0^\circ\text{C}$) et la température d'évaporation T_e ($T_c \approx T_a = 25^\circ\text{C}$). 142

Fig. 5.9 : Variation de COP en fonction de la température de génération T_g pour différentes valeurs de température d'évaporation T_e , dont une valeur égale à T_a ($T_c \approx T_a = 10^\circ\text{C}$). 144

Fig. 5.10 : Variation de COP en fonction de la température de génération T_g pour différentes valeurs de température d'évaporation T_e , dont une valeur égale à T_a ($T_c \approx T_a = 25^\circ\text{C}$). 144

Fig. 5.11 : Variation du rapport entre le COP et le COP_{opt} en fonction de la température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de température d'adsorption T_a . 145

Fig. 5.12 : Variation du rapport entre le COP et le COP_{opt} en fonction du rapport entre T_e et T_a . 145

Fig. 5.13 : Variation de COP en fonction des différences des températures de génération T_g et $T_{g\text{lim}}$ pour $T_c = T_a = T_e$. 146

Fig. 5.14 : Variation de température T_{S1} en fonction de T_g pour différentes valeurs de T_a , T_c et T_e et sous la condition de $T_a=T_c=T_e$. 149

Fig. 5.15 : Variation de température T_{S2} en fonction des températures T_a , T_c et T_e pour différentes valeurs de T_g et sous la condition de $T_a=T_c=T_e$. 150

Fig. 5.16 : Cycle idéal optimal de la machine frigorifique à adsorption dans un diagramme de Clausius-Clapeyron. 151

Fig. 5.17 : Différents niveaux du fonctionnement du cycle optimal de la machine frigorifique à adsorption dans un diagramme de Clausius-Clapeyron. 153

Fig. 5.18 : Proportionnalité de la chaleur latente et de la pression de saturation avec la température (données de tableau (2.2)). 154

Fig. 5.19 : Variation de la température T_B et la température T_A en fonction de la masse de glace possible à produire par 1 kg d'adsorbant. 154

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1.1 : Capacité de stockage du système de réfrigération solaire pour $T_e=-20^\circ\text{C}$, $T_h=120^\circ\text{C}$ et $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.	16
Tableau 1.2 : Capacité de stockage du système de réfrigération solaire pour $T_e=5^\circ\text{C}$, $T_h=120^\circ\text{C}$ et $T_{amb}=35^\circ\text{C}$.	16
Tableau 1.3 : Quantités de chaleur échangées pendant la phase d'adsorption pour quelques couples adsorbant/adsorbat.	19
Tableau 1.4 : Equations d'équilibre d'adsorption utilisées dans littérature.	21
Tableau 2.1 : Valeurs des paramètres de calcul numérique	88
Tableau 2.2 : Propriétés thermophysiques de méthanol le long de la courbe de saturation.	90
Tableau 2.3 : Données climatiques et opérationnelles du cycle intermittent du réfrigérateur fabriqué par Lemmini et Errougani.	91
Tableau 2.4 : Comparaison des résultats numériques de la quantité de chaleur Q_{ge} par unité de surface avec l'irradiation solaire E_u reçue par le capteur pendant la phase de chauffage.	96
Tableau 3.1 : Données de validation de l'algorithme numérique.	110
Tableau 3.2 : Valeurs de COP comparées à celles rapportées par Buchter et al. avec les températures de cycle correspondant.	113
Tableau 5.1 : Comparaison entre le rapport numérique $T_{g_{lim}}/T_c$ et le rapport analytique R_{gc} sous la condition de $T_a=T_c=T_e$.	148

NOMENCLATURE

<i>Symbole</i>	<i>Description</i>	<i>Unité</i>
COP	<i>Coefficient de performance</i>	
$COP_{\text{déf}}$	<i>Coefficient de performance défini</i>	
COP_{max}	<i>Coefficient de performance maximum</i>	
COP_{opt}	<i>Coefficient de performance optimal</i>	
COP_{optm}	<i>Coefficient de performance optimisé</i>	
Cp_d	<i>Capacité calorifique massique à pression constante de l'adsorbant</i>	$J/(kg.K)$
Cp_l	<i>Capacité calorifique massique à pression constante de l'adsorbat à l'état liquide</i>	$J/(kg.K)$
Cp_t	<i>Capacité calorifique massique à pression constante du métal contenant l'adsorbant</i>	$J/(kg.K)$
Cp_w	<i>Capacité calorifique massique à pression constante de l'eau</i>	$J/(kg.K)$
D	<i>Coefficient caractérisant le couple adsorbant-adsorbat</i>	
e	<i>Efficacité thermique de l'adsorbeur</i>	
E	<i>Irradiation solaire reçue pendant toute la journée.</i>	J
E_u	<i>Irradiation solaire reçue pendant la phase de chauffage de l'adsorbeur</i>	J
E_g	<i>Emissivité de couvres supérieurs en vitre de l'adsorbeur</i>	
E_p	<i>Emissivité de paroi supérieure de l'adsorbeur</i>	
F_{DA}	<i>Paramètre de l'équation de Dubinin-Astakhov (D-A)</i>	J/kg
G	<i>Intensité solaire</i>	W/m^2
G_{max}	<i>Intensité solaire maximale</i>	W/m^2
K_{ins}	<i>Conductivité thermique de l'isolant de fond d'adsorbeur</i>	$W/(m.K)$
h	<i>Coefficient de transfert thermique de l'air ambiant</i>	W/K
h_l	<i>Enthalpie de l'adsorbat à l'état liquide saturé</i>	J/kg
h_{min}	<i>Coefficient minimum de transfert thermique de l'air ambiant</i>	W/K
h_v	<i>Enthalpie de l'adsorbat à l'état vapeur saturée</i>	J/kg
I_{max}	<i>Nombre de division</i>	
L	<i>Chaleur latente de l'adsorbat</i>	J/kg
L_c	<i>Chaleur latente de condensation de l'adsorbat</i>	J/kg
L_e	<i>Chaleur latente d'évaporation de l'adsorbat</i>	J/kg

L_{ice}	<i>Chaleur latente de glace</i>	<i>J/kg</i>
L_t	<i>Longueur des tubes adsorbants</i>	<i>m</i>
m	<i>Masse de l'adsorbat contenue dans 1 kg de l'adsorbant</i>	<i>Kg/kg</i>
m_d	<i>Masse de l'adsorbant</i>	<i>kg</i>
m_{ice}	<i>Masse de glace</i>	<i>kg</i>
m_{max}	<i>Masse maximale de l'adsorbat contenue dans 1 kg de l'adsorbant</i>	<i>kg/kg</i>
m_{min}	<i>Masse minimale de l'adsorbat contenue dans 1 kg de l'adsorbant</i>	<i>kg/kg</i>
m_t	<i>Masse du métal contenant l'adsorbant</i>	<i>kg</i>
n	<i>Paramètre d'ajustement de l'équation de Dubinin-Astakhov (D-A)</i>	
n_g	<i>Nombre de couches supérieures en vitre de l'adsorbeur</i>	
P_c	<i>Pression de condensation de l'adsorbat</i>	<i>Pa</i>
P_e	<i>Pression d'évaporation de l'adsorbat</i>	<i>Pa</i>
P_s	<i>Pression de saturation de l'adsorbat</i>	<i>Pa</i>
Q_1	<i>Chaleur fournie pour chauffer l'adsorbant</i>	<i>J</i>
Q_2	<i>Chaleur fournie pour chauffer le métal contenant l'adsorbant</i>	<i>J</i>
Q_3	<i>Chaleur fournie pour chauffer l'adsorbat</i>	<i>J</i>
Q_{ads}	<i>Chaleur dégagée pendant la phase du refroidissement de l'adsorbeur</i>	<i>J</i>
Q_c	<i>Chaleur dégagée par condensation de l'adsorbat</i>	<i>J</i>
Q_{des}	<i>Chaleur isostérique nécessaire à la phase de désorption</i>	<i>J</i>
Q_{ev}	<i>Chaleur extraite dans l'évaporateur par évaporation de l'adsorbat</i>	<i>J</i>
Q_{ge}	<i>Chaleur totale reçue dans l'adsorbeur</i>	<i>J</i>
Q_h	<i>Chaleur consommée dans l'adsorbeur</i>	<i>J</i>
Q_L	<i>Pertes de chaleur par l'adsorbeur pendant la phase de chauffage</i>	<i>J</i>
Q_{Lmax}	<i>Pertes de chaleur maximales par l'adsorbeur pendant la phase de chauffage</i>	<i>J</i>
Q_r	<i>Chaleur récupérée de l'énergie perdue par l'adsorbeur</i>	<i>J</i>
q_{st}	<i>Chaleur isostérique</i>	<i>J/kg</i>
Q_u	<i>Energie utile pour le fonctionnement du système de réfrigération à adsorption</i>	<i>J</i>
R	<i>Constante spécifique des gaz</i>	<i>J/(kg.K)</i>
R_{gc}	<i>Rapport de T_g et T_c</i>	
S	<i>Surface de collecteur solaire</i>	<i>m²</i>

SCP	<i>Puissance spécifique de refroidissement</i>	W/kg
T	<i>Température</i>	K
T_a	<i>Température d'adsorption</i>	K
T_A	<i>Température au début de cycle optimal</i>	K
T_{amb}	<i>Température ambiante</i>	K
T_B	<i>Température à la fin de cycle optimal</i>	K
t_c	<i>Temps de refroidissement de l'adsorbent</i>	s
T_c	<i>Température de condensation de l'adsorbat</i>	K
t_{cy}	<i>Temps de cycle</i>	s
t_d	<i>Temps de fin de désorption</i>	h
T_e	<i>Température d'évaporation de l'adsorbat</i>	K
$T_{e_{min}}$	<i>Température d'évaporation minimale</i>	K
T_g	<i>Température de génération</i>	K
$T_{g_{lim}}$	<i>Température de génération correspondant à COP_{max}/COP_{opt}</i>	K
$T_{g_{max}}$	<i>Température de génération maximale</i>	K
$T_{g_{min}}$	<i>Température de génération minimale</i>	K
t_h	<i>Temps de chauffage de l'adsorbent</i>	s
T_h	<i>Température de chauffage</i>	K
T_{ice}	<i>Température de glace</i>	K
t_{max}	<i>Temps maximum possible de chauffage de l'adsorbent</i>	s
T_{max}	<i>Température ambiante maximale du jour</i>	K
T_{min}	<i>Température ambiante minimale du jour</i>	K
T_p	<i>Température de parois de l'adsorbent</i>	K
$T_{p_{ma_{ar}}}$	<i>Température maximale de la face arrière de l'adsorbent</i>	K
$T_{p_{ma_{av}}}$	<i>Température maximale de la face avant de l'adsorbent</i>	K
$T_{p_{mi_{ar}}}$	<i>Température minimale de la face arrière de l'adsorbent</i>	K
$T_{p_{mi_{av}}}$	<i>Température minimale de la face avant de l'adsorbent</i>	K
T_{S1}	<i>Température au début de désorption</i>	K
T_{S2}	<i>Température au début d'adsorption</i>	K
t_{sr}	<i>Temps de lever du soleil</i>	h
t_{ss}	<i>Temps de coucher du soleil</i>	h
U_b	<i>Coefficient de pertes de chaleur au fond de l'adsorbent</i>	$W/(m^2.K)$
U_L	<i>Coefficient total de pertes de chaleur aux surfaces de l'adsorbent</i>	$W/(m^2.K)$

U_t	<i>Coefficient de perte de chaleur au toit de l'adsorbeur</i>	$W/(m^2.K)$
W_0	<i>Volume maximum d'adsorbat qui peut être adsorbé par 1 kg d'adsorbant</i>	m^3/kg
W_v	<i>Vitesse de vent</i>	m/s
Z	<i>Epaisseur du lit adsorbant</i>	m
Symboles grecs		
α	<i>Coefficient de dilatation thermique de l'adsorbat</i>	$1/K$
Δt	<i>Pas de temps</i>	s
ΔT	<i>Pas de température</i>	K
ε	<i>Erreur de convergence/petite valeur numérique</i>	
ε_{ins}	<i>Epaisseur de l'isolation du fond de l'adsorbeur</i>	m
ε_p	<i>Porosité totale du lit adsorbant</i>	
λ_{eff}	<i>Conductivité thermique effective de l'adsorbant en présence de l'adsorbat</i>	$W/(m.K)$
λ_f	<i>Conductivité thermique de l'adsorbat</i>	$W/(m.K)$
λ_s	<i>Conductivité thermique de l'adsorbant</i>	$W/(m.K)$
Ω	<i>Inclinaison de l'adsorbeur</i>	$^\circ$
ρ_l	<i>Masse volumique de l'adsorbat à l'état liquide</i>	kg/m^3
σ	<i>Constante de Stefan-Boltzmann</i>	$W/(m^2.K^4)$

CHAPITRE 0
INTRODUCTION GÉNÉRALE

CHAPITRE 0 : INTRODUCTION GÉNÉRALE

1. Énergies fossiles et réfrigération au CFC présentent un problème

L'énergie fossile est le fondement de l'économie mondiale. La consommation, le transport et la livraison de cette source d'énergie sont nocifs pour l'être humain, les animaux et la nature. Nous savons que la combustion de pétrole rejette des mille substances polluantes dans l'atmosphère, l'un des effets directs bien connus est le réchauffement climatique.

Des études récentes sur l'impact écologique des traces d'halocarbures dans l'atmosphère ont montré que l'émission de CFC affecte la couche d'ozone dans le monde entier et s'ajoute à l'effet de serre, participant au réchauffement climatique. Les CFCs ont été identifiés comme les principaux contributeurs à l'appauvrissement de la couche d'ozone et leur potentiel de réchauffement planétaire est un millier de fois supérieur à celui du dioxyde de carbone. Les fluides de substitution, les hydro-chlorofluorocarbures (HCFC), sont une étape nécessaire pour éliminer les CFCs. Néanmoins, ce n'est qu'une solution temporaire avant l'élimination totale de ce genre des produits, puisque leur potentiel de réchauffement planétaire est trop élevé. Après le protocole de Montréal en 1987, des réglementations plus sévères contre les CFCs et les HCFCs ont été prises en novembre 1992 à Copenhague, afin que les solutions alternatives aux compresseurs utilisant des CFCs soient encore plus urgentes [1].

2. Énergie solaire comme alternative aux énergies fossiles

À l'heure actuelle, on estime que 80 % de l'électricité est générée par les combustibles fossiles et ces sources, non renouvelables dans le monde, seront éventuellement consommées [2]. Les machines traditionnelles à compression de vapeur dominent les consommateurs d'électricité. Leur exploitation et leur propagation provoquent des charges élevées en électricité [3, 4].

La recherche de sources alternatives de l'énergie a réuni des écologistes et eux qui, pour d'autres raisons, ne veulent pas dépendre des fournisseurs de pétrole. Certes, d'autres sources d'énergie peuvent être une alternative au pétrole, comme les énergies renouvelables.

Les énergies renouvelables sont considérées comme un substitut parfait à celles traditionnelles, notamment les sources éoliennes, géothermiques, hydroélectriques, de

biomasse, de vagues, de marée et d'énergie solaire. Parmi ces sources, l'énergie solaire qui est en tête de liste en raison de son abondance et de sa répartition plus égale dans la nature que les autres types d'énergie renouvelable [3, 4].

3. Possibilité de réfrigération par énergie solaire

Les machines frigorifiques à compression de vapeur, qui fonctionnent par l'électricité, sont des dispositifs consommateurs indirects de l'énergie pétrolière, donc un système qui doit être remplacé à l'avenir par un équipement appartenant à la technologie des énergies renouvelables.

Les besoins en énergie pour la réfrigération et la climatisation augmentent chaque année. Par conséquent, l'utilisation des sources d'énergie renouvelables pour répondre à cette demande croissante est prise au sérieux. L'énergie solaire est l'option la plus appropriée parmi les autres sources d'énergie renouvelables, car le niveau de ce type d'énergie est en phase avec la demande de conditionnement d'air [2].

En effet, la plus grande demande de refroidissement existe dans les endroits où l'apport d'énergie solaire est élevé [5]. Cela s'ajoute à l'augmentation du coût du carburant et sa distribution et le fait qu'une grande majorité de la population mondiale, dont les niveaux de vie sont compromis par cette augmentation, vive dans des zones avec des heures d'ensoleillement annuel très élevé pose la question : pourquoi un système de refroidissement solaire adapté et rentable ne peut-il pas s'avérer commercialement viable ? [6]. De plus, comme il existe une grande partie de la population humaine qui vit dans des régions ensoleillées sans accès au réseau électrique, la question qui se pose : pourquoi le refroidissement solaire n'a-t-il pas s'est développé dans la même mesure que le chauffage solaire de l'eau [5], quoique l'impact positif du refroidissement solaire sur la qualité de vie de la population mondiale et son effet sur l'économie mondiale ait été prouvé par de nombreux chercheurs [6].

C'est vrai que les développements techniques et technologiques dans le domaine du refroidissement solaire n'ont pas progressé assez rapidement pour rendre cette application commercialement viable. Cependant, les recherches et les développements technologiques encourageants ont eu lieu à partir des dernières années du XXe siècle et qui ont contribué à plusieurs modèles de refroidisseurs solaires, qui, heureusement, sont disponibles [6].

4. Réfrigération solaire

Il s'agit notamment des systèmes de compression de vapeur à énergie photovoltaïque, des systèmes à absorption, des systèmes à adsorption, des systèmes de refroidissement déshydratants et des systèmes de refroidissement passif. Ce qui représente les indicateurs les plus positifs et la recherche et le développement dans ce domaine méritent d'être poursuivis, parce que sans doute que maintenant la question du stockage et de la distribution d'aliments périssables peut être abordée de manière significative si des systèmes de refroidissement fiables et rentables peuvent être plus facilement déployés [6]. La production du froid en utilisant une énergie verte telle que l'énergie solaire contribue aux solutions clés pour l'électricité et les problèmes de pollution [3, 4].

Les systèmes solaires électriques et thermomécaniques semblent être plus chers que les systèmes à sorption thermique [7, 8]. La principale promesse d'utiliser des systèmes thermiques est qu'ils peuvent utiliser plus de la lumière reçue du soleil que les systèmes photovoltaïques. On peut voir qu'une grande partie de l'énergie solaire reçue est convertie en chaleur et ne peut pas être utilisée pour générer de l'électricité dans un système photovoltaïque [8]. En outre, pour utiliser des cellules photovoltaïques, un stockage de batterie et un convertisseur qui convertit le courant continu en courant alternatif sont nécessaires. Le coût d'installation des cellules solaires est élevé, ce qui a incité les chercheurs dans ce domaine à trouver des solutions pour réduire ce coût. L'une des solutions consiste à utiliser un dispositif de suivi et des concentrateurs solaires qui conduisent à la fois à une sortie de cellule plus élevée [9]. Cependant, cela complique le système et le rend plus encombrant et avec moins de commodité, surtout pour l'utilisation domestique.

5. Réfrigération à sorption comme alternative à réfrigération au CFC

Ces tendances apportent une forte exigence de nouveaux systèmes frigorifiques. Parmi les techniques proposées, la sorption solide qui a une très bonne perspective. En fait, en plus de réfrigérants non polluants, différents que CFC, ils peuvent utiliser efficacement l'énergie solaire ou le gaz naturel comme énergie primaire [10].

L'absorption et l'adsorption sont comparables en matière de performance [7, 8], mais les refroidisseurs à adsorption sont plus chers et plus volumineux que les refroidisseurs à absorption [8]. Les systèmes à absorption sont meilleurs pour la climatisation, alors que

les systèmes à adsorption sont plus appropriés pour la production du froid à basse température, ce qui convient avec la réfrigération [11]. Bien que le système à absorption d'ammoniac-eau soit efficace, il présente certains inconvénients pratiques, à savoir : la pression élevée et la lourdeur conséquente de l'équipement, la corrosivité du fluide et le problème de la rectification (difficulté de l'élimination de l'eau de l'ammoniac pendant la génération) [12].

Van Passen a testé un système à absorption $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ avec un échangeur de chaleur à régénération. Ce système ayant un COP de cycle de réfrigération potentiellement élevé. Cependant, il a l'inconvénient d'utiliser de l'ammoniac jusqu'à une pression de plus de 12 bars. L'ammoniac nécessite l'utilisation d'acier ou d'aluminium plutôt que de cuivre dans tout le système de réfrigération et est un produit chimique désagréable et potentiellement dangereux s'il s'échappe [13].

6. Sélection de réfrigération à adsorption

Ces problèmes peuvent être évités en utilisant des systèmes à adsorption solides [12]. Les cycles à adsorption par rapport à ceux à absorption ont aussi l'avantage de ne pas avoir besoin d'un redresseur [7, 14], un système plus complexe pour séparer le sorbant liquide et le réfrigérant vapeur à la sortie du générateur [15].

De plus, le stockage de froid par sorption est introduit comme une solution pour une période de stockage à long terme, en particulier pour le stockage par adsorption. Il peut être facilement déchargé au besoin uniquement en connectant le générateur (pour le stockage par absorption) ou le lit adsorbant (pour le stockage par adsorption) à l'évaporateur. Ce type de système de stockage de froid, qui peut être alimenté par l'électricité, la chaleur résiduelle de l'industrie ou l'énergie solaire, contribue de manière significative au concept de développement durable du système. En outre, en particulier pour un système de stockage de froid par adsorption, après sa charge par l'énergie, peut être déplacé vers un autre endroit où il n'y a pas de la fourniture de l'énergie pour produire une puissance de réfrigération à court terme [15].

Dans les années 1990, une nouvelle chance, à cause de l'environnement, a été accordée aux systèmes à adsorption [1]. Plusieurs avantages des systèmes de réfrigération à adsorption nous amènent à sélectionner ces machines comme un futur réfrigérateur, car elles peuvent travailler à de basses températures, ce qu'il veut dire moins de

consommation d'énergie et une bonne application domestique et ne fonctionnent pas par des parties mobiles ou sous des réactions chimiques, ce qu'il veut dire une bonne fiabilité et moins de maintenance. Leur conception est plus simple et ne présente pas de risques de haute pression et des produits toxiques, donc, des dispositifs qui n'ont pas besoin d'une haute technologie. Leur simplicité et leur production de froid adaptables aux besoins domestiques les rendent les plus convenables pour les régions qui ne sont pas liées au réseau public d'électricité et qui ont un grand potentiel annuel de l'énergie solaire. De plus, ces systèmes sont autonomes.

Alors, les refroidisseurs solaires à adsorption sont importants pour répondre aux besoins en matière de la production de la glace et la préservation des médicaments et des aliments dans les régions éloignées. Ils sont également inoffensifs, non corrosifs, écologiques et ils n'ont pas de pièces mobiles, ce qui rend la machine silencieuse et sans besoins d'entretien [10].

7. Problèmes de réfrigération à adsorption

Les unités de refroidissement à adsorption sont attrayantes, car elles peuvent fonctionner à des niveaux de températures où les systèmes à absorption liquide ne peuvent pas fonctionner. Par conséquent, le refroidissement à adsorption peut être une bonne alternative aux machines à compression de vapeur [10].

Cependant, la machine frigorifique à adsorption pose des problèmes qui ont empêché d'une façon étendue son application. Il s'agit des problèmes qui proviennent principalement de la faible performance pour de grandes applications différentes que celles de stockage des aliments et des médicaments et la non maîtrise du contrôle de cycle de fonctionnement par l'automatisation du système en synchronisation avec les conditions climatiques, les conditions de production et les éléments de la machine (l'adsorbeur, le condenseur et l'évaporateur), ce qui fait encore le suivi de cette machine par un connaisseur du domaine. De plus, la relation inverse des températures de fonctionnement en fonction de la performance n'est pas définie et la condition d'une performance optimale n'est pas formulée.

Mais les valeurs inférieures de COP par rapport aux systèmes classiques de réfrigération restent les barrières principales d'arrière la non commercialisation des systèmes de réfrigération à adsorption [16].

8. Actualité des recherches sur réfrigération à adsorption

Pour ces raisons, les activités de recherche dans ce domaine augmentent toujours pour résoudre les points cruciaux, qui font ces systèmes ne sont pas encore prêts à concurrencer les systèmes à compression de vapeur [10].

Cela dépend principalement de définir la relation entre les conditions climatiques, c'est-à-dire : la variation instantanée de l'ensoleillement et de la température ambiante et la production du froid. Les améliorations donc ne sont pas uniquement destinées à la conception de l'installation solaire (présence de l'inconvénient de la taille de la machine), mais aussi à la performance du système, ce qui inclut tous les échanges énergétiques et massiques causés par ses composants. Cela peut conduire probablement à maîtriser aussi la taille encombrante de cette machine.

Et comme le système de base de refroidissement par adsorption avec un lit simple est intermittent en fonctionnement et ayant une faible performance, des recherches approfondies ont été introduites afin d'obtenir un fonctionnement continu et une meilleure performance du système en utilisant la technique de multi-lits. Ces systèmes avancés à multi-lits incluent de nombreux schémas d'opération, tels que le cycle interne de récupération de masse de vapeur, le cycle de régénération ou de récupération de chaleur, le cycle en cascade et les systèmes à multi-étages. Cependant, ces systèmes avancés à multi-lits nécessitent un approvisionnement continu en chaleur pour une opération continue. Par conséquent, l'utilisation de l'énergie solaire, qui est intermittente par nature en tant que source d'énergie pour alimenter le système de refroidissement par adsorption, entraîne une opération intermittente, même si un schéma à multi-lits est utilisé [17].

En outre, même avec des performances améliorées par la récupération de la chaleur, les cycles à adsorption n'ont jamais pu rivaliser avec les cycles à compression [18]. C'est pourquoi les systèmes de réfrigération à adsorption par énergie solaire utilisent toujours le schéma de base de lit simple. Dans ce cas, le lit à adsorption est intégré dans le capteur solaire et le système ne fournit que du froid pendant la nuit. Beaucoup de recherches ont été introduites, à la fois théoriquement et expérimentalement, pour étudier le système de réfrigération à adsorption à base d'un seul lit solaire [17].

Bien qu'ils aient réussi d'un point de vue technique, ces études n'ont pas abouti à un produit commercial. Les réfrigérateurs au charbon actif-méthanol pilotés par l'énergie

solaire ont été commercialisés, mais la commercialisation a été interrompue [1]. Ces machines doivent d'abord être compétitives aux systèmes à compression de vapeur.

9. Contributions attendues par la présente thèse

Et à cet égard, une étude numérique des transferts de chaleur dans une machine frigorifique à adsorption est devenue nécessaire, pour faire sortir des suggestions qui sont peut-être capables de donner une poussée aux avancements de la recherche scientifique dans ce domaine.

Notre contribution est alors incluse dans cinq (05) chapitres de la présente thèse :

- Le premier chapitre est une synthèse bibliographique sur les systèmes frigorifiques à adsorption, dans le but de mettre en évidence les avancements actuels dans ce domaine et confirmer la nécessité de telles contributions, dont une partie est l'objet de la présente thèse.
- Le deuxième chapitre est une évaluation des transferts de chaleur dans les machines frigorifiques solaires à adsorption. Ce travail est la base des modèles de calcul développés dans la présente thèse, car il présente toutes les équations thermodynamiques régissant le phénomène des transferts dans la machine. Il vient dans le cadre de maîtriser le cycle de fonctionnement du point de vue des échanges thermiques avec le milieu extérieur, afin de procéder par la suite au contrôle du cycle.
- Le troisième chapitre est une modélisation numérique des températures limites du cycle des machines frigorifiques solaires à adsorption. Cela représente la suite du deuxième chapitre, où le contrôle des températures de fonctionnement du cycle de la machine ne fait que par une évaluation des échanges de chaleur qui s'effectuent au cours de ce cycle. Alors, la prédiction de ces températures, pour une performance prédéfinie basée sur l'ensemble des échanges thermiques, donne une image préalable du cycle à exécuter pour avoir cette performance. Ce travail sera, en ce qui suit, la base de définir la relation entre les températures prédites.
- Le quatrième chapitre est une prédiction semi-analytique des températures limites de l'adsorbeur en fonction des conditions thermiques du condenseur et de l'évaporateur. Ici on arrive à la phase de développer des équations analytiques résolues numériquement et qui permettent de définir la relation fonctionnelle entre les composants essentiels de la machine frigorifique à adsorption, à savoir : l'adsorbeur, le condenseur et l'évaporateur. C'est aussi la suite du troisième chapitre où les

températures prédites pour le cycle, basé essentiellement sur les évolutions de température et de pression dans l'adsorbeur, doivent être en relation avec les autres éléments de la machine qui sont le condenseur et l'évaporateur. Le chapitre propose ainsi une solution pour automatiser le fonctionnement de la machine et assurer la condensation du fluide frigorigène aux températures ambiantes élevées, dont le problème a déjà été abordé par Rouag [19].

- Le cinquième chapitre est une modélisation analytique des performances thermiques des machines frigorifiques solaires à adsorption. C'est un chapitre qui vient après la maîtrise et le contrôle du cycle de la machine frigorifique à adsorption, pour passer à la phase de l'optimisation de performance en basant sur le modèle numérique présenté dans le deuxième chapitre et qui prend en charge tous les échanges thermiques ayant lieu dans la machine. Ça, c'est le fruit de ce travail, car les corrélations analytiques développées permettent de donner les conditions fonctionnelles pour lesquelles la performance est optimale.

Et enfin une conclusion générale qui clôture tous les résultats aboutis par rapport aux objectifs fixés.

CHAPITRE I

SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES

SYSTÈMES FRIGORIFIQUES À

ADSORPTION

CHAPITRE I : SYNTHÈSE BIBLIOGRAPHIQUE SUR LES SYSTÈMES FRIGORIFIQUES À ADSORPTION

1. Introduction

Les systèmes de réfrigération par adsorption présentent certains inconvénients, tels que le faible COP (coefficient de performance), le faible SCP (Specific Cooling Power : puissance spécifique de refroidissement) et le poids élevé. Ainsi, afin de surmonter ces inconvénients, diverses approches ont été entreprises, telles que l'amélioration de transfert de chaleur et de masse dans le lit adsorbant, l'amélioration des propriétés d'adsorption des couples de travail, la conception et l'étude de différents types de cycles et l'amélioration du transfert de chaleur régénérative et de masse entre les lits. Cependant, l'utilisation généralisée des systèmes de réfrigération par adsorption est encore limitée par les contraintes techniques et économiques. Pour cette raison, les activités de recherche dans ce domaine augmentent toujours pour surmonter ces problèmes [20].

Le présent chapitre est une synthèse bibliographique sur les systèmes de refroidissement à adsorption, clôturant la plupart des avancements des recherches scientifiques rencontrées dans la littérature.

2. Historique de réfrigération à sorption

L'histoire des systèmes à sorption est longue, datant de Faraday. Il a utilisé l'adsorption d'ammoniac dans du chlorure d'argent en tant que base d'un compresseur thermique, afin d'obtenir et d'étudier l'ammoniac liquide [21]. En 1824, Il découvrit que la vapeur d'ammoniac condensée par compression et puis refroidissement bout violemment quand la pression est chutée et devient froide. En 1860, Ferdinand Carré fabriqua la première machine frigorifique pratique à absorption d'ammoniac [22].

Les cycles à sorption pour la réfrigération furent d'abord utilisés au début des années 1900 [23]. En 1925, le couple de gel de silice-dioxyde de soufre fut utilisé aux États-Unis pour le conditionnement d'air des wagons de chemin de fer [21]. Les unités travaillant avec le couple charbon actif-méthanol ont été utilisées dans les années 1930 et récemment ce couple a été testé pour les applications de refroidissement solaire [10]. Plus tard, avec le développement des compresseurs et des moteurs électriques à bas prix, l'amélioration de l'efficacité de la centrale électrique et l'introduction des CFCs, la réfrigération par sorption

est devenue une technologie spécialisée [24]. Ce n'est qu'après la crise du pétrole dans les années 1970 qu'une plus grande attention a été accordée pour exploiter son plein potentiel [25]. Après cette période, beaucoup de recherches et de développements dans le domaine de l'énergie solaire ont été menés dans les secteurs domestiques, agricoles et industriels et aussi dans l'espace [26]. Les premiers travaux sur le refroidissement à adsorption solaire furent publiés par Meunier en 1977 [21]. En 1978, une unité d'un réfrigérateur à adsorption a été présentée par Tchernev, en utilisant un système zéolite-eau [10, 27].

La figure (1.1) donne une statistique obtenue à partir de « International Web of Science » sur les publications qui ont été faites de 1978 jusqu'en 2008.

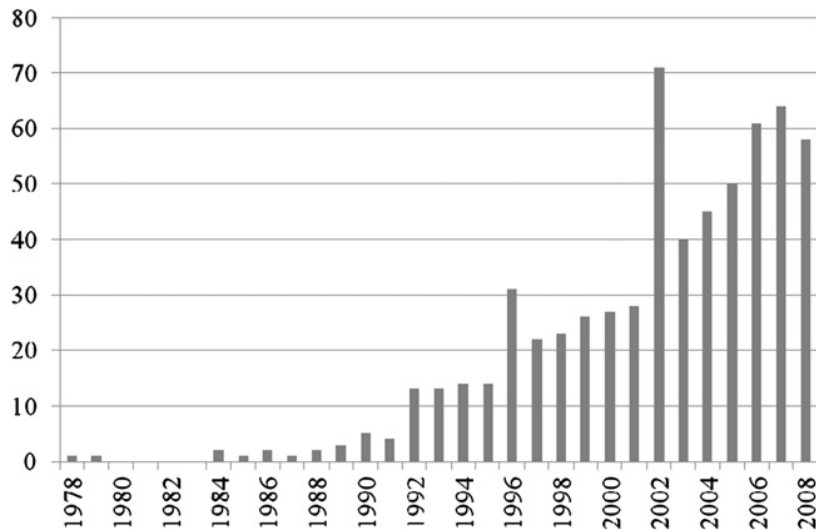


Fig.1.1 : Travaux publiés sur la réfrigération à adsorption de 1978 jusqu'en 2008 [21].

3. Sélection des systèmes frigorifiques à sorption

Le terme "sorption" est utilisé pour désigner à la fois l'adsorption et l'absorption, lorsque les deux se produisent simultanément ou ne peuvent être distingués [28]. La sélection des systèmes à sorption, comme des machines frigorifiques, est pour les raisons suivantes :

- Le cycle de réfrigération à sorption peut être alimenté par une énergie purement thermique et, par conséquent, ces systèmes sont silencieux en fonctionnement et les plus adaptés aux sites distants sans alimentation électrique [27].
- Lorsqu'une source d'énergie quasi gratuite, telle que l'énergie solaire, est utilisée, la demande ne correspond pas toujours à la fourniture [29]. Dans ce cas, il est

intéressant de stocker de l'énergie. Grâce aux systèmes à sorption, il est possible de conserver le stockage de l'énergie froide sans pollution et sans perte d'énergie de refroidissement [15, 29].

- Pratiquement, un système à sorption utilise de réfrigérants propres alternatifs, sans pollution autre que les réfrigérants CFC ou HCFC dans un système conventionnel de compression de vapeur. En outre, il peut fonctionner sans quelques pièces mobiles, à part certaines vannes magnétiques, mécaniquement simple, avec une grande fiabilité, une faible vibration et une longue durée de vie [15].

3.1. Principe général de fonctionnement des systèmes à sorption

Le schéma simple du système solaire à sorption est présenté dans la figure (1.2). Pendant la journée, la chaleur tirée d'un système donné de collecteur solaire est utilisée pour chauffer le réacteur et désorber le réfrigérant vapeur qui se condense ensuite. Le réfrigérant liquide est stocké dans l'évaporateur. En absence de soleil, le réacteur se refroidit et le processus de sorption commence. La pression dans le système diminue et l'évaporation du fluide frigorigène s'effectue dans l'évaporateur, produisant un refroidissement ou une réfrigération [29].

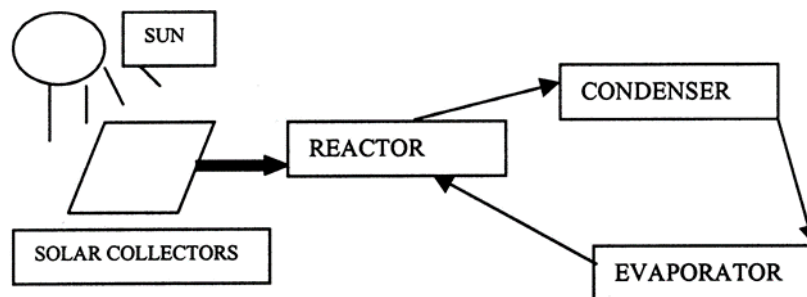


Fig. 1.2 : Représentation simple d'un processus théorique de refroidissement à sorption, basé sur l'énergie solaire [29].

En général la sorption consiste à une évaporation endothermique d'un fluide de travail comme dans la plupart des systèmes de refroidissement. Elle peut être classée comme : absorption de gaz par un liquide, adsorption de gaz sur un solide microporeux ou la réaction chimique entre un solide et un gaz. Les couples les plus étudiés dans le domaine de sorption sont [29] :

- Pour l'adsorption : zéolite-eau, gel de silice-eau, charbon actif-méthanol et charbon actif-ammoniac ;

- Pour l'absorption : bromure de lithium-eau et eau-ammoniac ;
- Pour la réaction chimique : sels inorganiques-ammoniac.

3.2. Unités à absorption

Les unités à absorption utilisant le couple eau-ammoniac ou LiBr-eau (LiBr : bromure de lithium) ont été les plus communes dans les années 70, car elles étaient la seule solution à cette époque. Leur avantage est que la technologie est bien connue. Leur inconvénient est qu'elles nécessitent souvent une pompe dans le circuit de la solution et que, dans certains cas, elles nécessitent une régulation précise de température de la source de chaleur, qui peut être difficile avec la chaleur solaire [5]. Chaque technologie de refroidissement solaire a ses propres problèmes techniques uniques. Par exemple, dans le cas des systèmes à absorption liquide, la nécessité d'une pompe à solution (dans des systèmes continus) et d'un redresseur pour la vapeur sortant du générateur introduit des complications désagréables dans la conception du système et entraîne également des diminutions de performance [30].

Nous pouvons utiliser l'énergie solaire thermique pour produire de la réfrigération en convertissant la chaleur solaire en énergie mécanique pour entraîner un réfrigérateur à compression. Cependant, des températures de collecteur élevées sont nécessaires pour générer la puissance mécanique avec une efficacité acceptable. Il est préférable d'utiliser un réfrigérateur à absorption [31]. La réfrigération à absorption est basée sur un principe, selon lequel certains absorbants peuvent absorber grandes quantités de réfrigérants qui peuvent être régénérés lors de l'application de la chaleur. Le processus d'absorption du réfrigérant est exothermique, tandis que le processus de régénération est endothermique [30].

De nombreux travaux expérimentaux et théoriques ont été effectués sur les systèmes à absorption, basés sur la combinaison d'agents liquide-réfrigérant, comme $\text{H}_2\text{O-NH}_3$, NaSCN-NH_3 , $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, etc. Pour un système de refroidissement par absorption $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, le transfert de vapeurs d'eau vers le condenseur pendant le processus de génération est un problème majeur. Ce problème est moins important dans les systèmes à absorption utilisant $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ et NaSCN-NH_3 . Cependant, Dans les systèmes $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, la formation du cristal est un problème majeur. Dans la combinaison NaSCN-NH_3 , la viscosité du mélange crée des problèmes dans le flux de la solution [32].

3.3. Unités à réaction chimique (adsorption chimique)

Elle a également été étudiée dans les années 70 et les résultats n'étaient pas encourageants, car les lits réagissant souffraient à ce moment-là d'importantes variations de volume qui rendent ces systèmes improductifs [5].

En 1981, un prototype de réfrigérateur par adsorption chimique à cycle intermittent utilisant du chlorure de calcium et de la mono-éthylamine en tant que réfrigérant était en cours de construction, au laboratoire d'énergie solaire de l'UNAM au Mexique, pour la conservation des médicaments dans les zones arides et chaudes. Le système est conçu pour des températures de condenseur de 40 °C et des températures de génération supérieures à 100 °C [33]. La figure (1.3) montre le schéma du système.

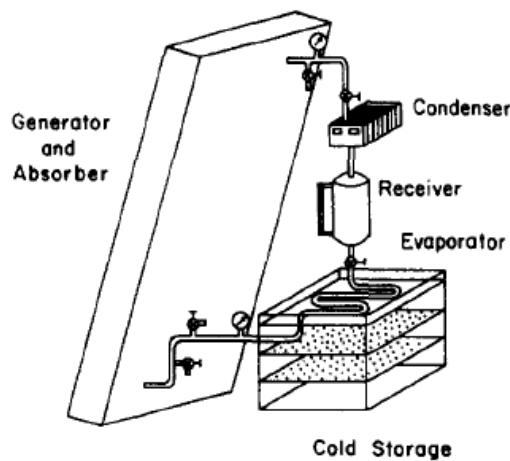


Fig.1.3 : Prototype de réfrigérateur par adsorption chimique à cycle intermittent, présenté au Mexique en 1981, utilisant de chlorure de calcium- mono éthylamine comme couple de travail [33].

Le CaCl_2 montre un problème de migration des particules et un gonflement pendant la phase de l'adsorption, entraînant une étanchéité après quelques cycles [32]. Une simulation numérique d'un réfrigérateur à adsorption chimique utilisant le couple $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ a été présentée par Iloeje et al. [34] où le sel adsorbant contient 20 % de CaSO_4 en masse, pour limiter le gonflement excessif de l'adsorption et de la désintégration de l'ammoniac après des cycles de fonctionnement répétés. Dans une autre étude expérimentale d'un système de réfrigération à adsorption basé sur le couple $\text{CaCl}_2\text{-NH}_3$ présentée par Mei et al. [35], l'adsorbant est mélangé avec un autre matériau inerte et traité par un procédé particulier pour faire face au gonflement des grains de CaCl_2 .

En outre, la conductivité thermique des sels est assez faible, donc le fonctionnement du système pour des différences de températures modérées est très difficile [32].

3.4. Unités à adsorption

La science de l'adsorption physique a une histoire très longue et ses premières adoptions pratiques ont été notées très anciennement [28]. L'histoire de son développement est depuis plus de 150 ans. Dans ce processus, de nombreux scientifiques et universitaires ont travaillé sur des adsorbants avancés, des cycles avancés et une conception avancée pour la réfrigération par adsorption [36].

Les activités de recherche visent principalement à trouver des solutions alternatives aux systèmes à compression de vapeur, car ces machines utilisent de l'énergie électrique précieuse comme énergie primaire et des fluides frigorigènes polluants comme les CFCs, qui sont dangereux à la fois par l'appauvrissement de la couche d'ozone et l'augmentation de l'effet de serre. Parmi les nouveaux systèmes récemment proposés, les machines à adsorption avec des caractéristiques qui en font une bonne alternative techno-économique aux machines à compression de vapeur. En fait, les machines à adsorption peuvent utiliser des fluides frigorigènes écologiques et une chaleur efficace à basse température moyenne (100-200 ° C) comme énergie primaire. En outre, elles n'ont pas de pièces mobiles et avec une simple régulation de la production d'énergie peut être pratiquée en réponse à la demande de charge [28].

Pour les systèmes à sorption solide, les problèmes majeurs sont l'expansion du sorbant lors de la sorption du fluide frigorigène et sa faible conductivité thermique. Les systèmes à adsorption partagent également cette limitation. La réduction de l'expansion du sorbant a été prise en compte par de nombreux chercheurs [30].

3.5. Performance des machines frigorifiques à sorption

Dans la réfrigération solaire, il faut distinguer entre le COP thermique ou du cycle et le COP solaire. Le premier est calculé en fonction de la chaleur reçue réellement par l'adsorbant, alors que le dernier utilise l'énergie solaire incidente sur la surface du collecteur [23].

Le COP et le SCP sont deux paramètres importants pour évaluer les performances des systèmes de réfrigération par sorption [15]. La puissance spécifique de refroidissement

SCP ou de chauffage SHP (Specific heating Power) est le rapport de la puissance de refroidissement/chauffage à la masse totale du sorbant contenu dans le réacteur. Si on considère la masse totale du réacteur, on parle de la puissance de refroidissement/chauffage par kg de réacteur [37].

Pour être compétitif aux systèmes à compression de vapeur, cela signifie un coefficient de performance (COP) supérieur à 1 pour le réfrigérateur à sorption, car le réfrigérateur alimenté électriquement a un COP de l'ordre de 3 et le rapport pour produire de l'électricité à partir de la chaleur est d'environ un tiers, ce qui fait un ratio global de 1 [1]. Actuellement, le COP solaire nette se situe entre 0.3 et 0.6 [10].

Le COP peut être amélioré grâce à l'utilisation de procédés de récupération de chaleur et de masse et de cycles avancés, tandis que le SCP est étroitement lié à la conception du réacteur à sorption [15].

3.6. Comparaison entre les systèmes à sorption

Une comparaison des performances thermodynamiques des systèmes à sorption (absorption liquide, adsorption, sels d'ammoniaque et hydrures métalliques) a été faite par Pons et al. [37], pour des applications typiques (congélation, production de glace, climatisation et pompage à chaleur), soit par refroidissement à air, soit par eau dissipatrice de chaleur. Les résultats ont été donnés en fonction du coefficient de performance COP (ou coefficient d'amplification (COA) pour la pompe à chaleur), de puissance de refroidissement (ou chauffage) par rapport au volume ou au poids du réacteur et d'efficacité thermodynamique. Les systèmes LiBr-eau ont montré les meilleurs résultats pour la climatisation, sauf lorsque de petites unités sont nécessaires (les systèmes d'hydrures métalliques conduisent à des unités plus compactes). Cependant, d'autres systèmes présentent de meilleurs résultats pour d'autres applications (réaction chimique des sels d'ammoniaque pour la congélation et adsorption pour le pompage à chaleur).

Mugnier et Goetz [29] ont fait une comparaison entre les trois systèmes, absorption, adsorption et réaction chimique, avec une liste comprend 41 couples de travail. La comparaison a été basée sur l'énergie stockable de génération de froid par la masse la plus importante du système sorbant-fluide. Cette masse maximale se situe à la fin de l'absorption ou de l'adsorption du fluide de travail ou lorsque le sel est complètement chargé. Les résultats obtenus de comparaison de capacité de stockage entre les systèmes

à sorption, à savoir : absorption, adsorption et réaction chimique, sont montrés dans les tableaux (1.1) et (1.2), en fonction de la température d'évaporation T_e et la température de chauffage T_h .

Tableau 1.1 : Capacité de stockage du système de réfrigération solaire pour $T_e=-20^\circ\text{C}$,
 $T_h=120^\circ\text{C}$ et $T_{amb}=35^\circ\text{C}$ [29].

Absorption	Réaction solide-gaz	Adsorption
H ₂ O/NH ₃ : 34 Wh / kg	CaCl ₂ /NH ₃ : 82 Wh / kg	PX21/NH ₃ : 27 Wh / kg
LiNO ₃ /NH ₃ : 36 Wh / kg	SrCl ₂ /NH ₃ : 120 Wh / kg	PX21/C ₂ H ₅ OH : 25.5 Wh / kg

Tableau 1.2 : Capacité de stockage du système de réfrigération solaire pour $T_e=5^\circ\text{C}$,
 $T_h=120^\circ\text{C}$ et $T_{amb}=35^\circ\text{C}$ [29].

Absorption	Réaction solide-gaz	Adsorption
H ₂ O/NH ₃ : 110 Wh/kg	SrCl ₂ /NH ₃ : 122 Wh/kg	PX21/NH ₃ : 82 Wh/kg
NaOH/H ₂ O : 277 Wh/kg	BaCl ₂ /NH ₃ : 122 Wh/kg	PX21/C ₂ H ₅ OH : 75 Wh/kg
LiBr/CH ₃ OH : 133 Wh/kg	MgCl ₂ /H ₂ O : 233 Wh/kg	Zéolite 4A/H ₂ O: 23 Wh/kg
LiNO ₃ /NH ₃ : 89 Wh/kg	CaCl ₂ /H ₂ O : 271 Wh/kg	Gel de silice/H ₂ O: 40 Wh/kg
H ₂ O /CH ₃ NH ₂ : 77 Wh/kg	CaCl ₂ /NH ₃ : 84 Wh/kg	PX21/NH ₃ : 82 Wh/kg
	Na ₂ S/H ₂ O : 353 Wh/kg	
	NaI/H ₂ O : 128 Wh/kg	
	K ₂ CO ₃ /H ₂ O : 137 Wh/kg	
	LiCl/H ₂ O : 197 Wh/kg	

La capacité de stockage des systèmes à sorption dépend du niveau de la température d'évaporation. Si positif, par exemple pour la réfrigération à 5°C, les meilleurs systèmes sont dans lesquels l'eau est utilisée comme réfrigérant et la réaction solide-gaz comme sorbant. Pour la réfrigération à -20°C, la réaction solide-gaz est aussi la meilleure façon de stocker de l'énergie de refroidissement. L'adsorption nécessite des températures élevées (160-180°C) pour stocker suffisamment d'énergie et être compétitif avec les autres systèmes à sorption [29].

Une comparaison générale entre les technologies d'absorption et d'adsorption est illustrée dans la figure (1.4).

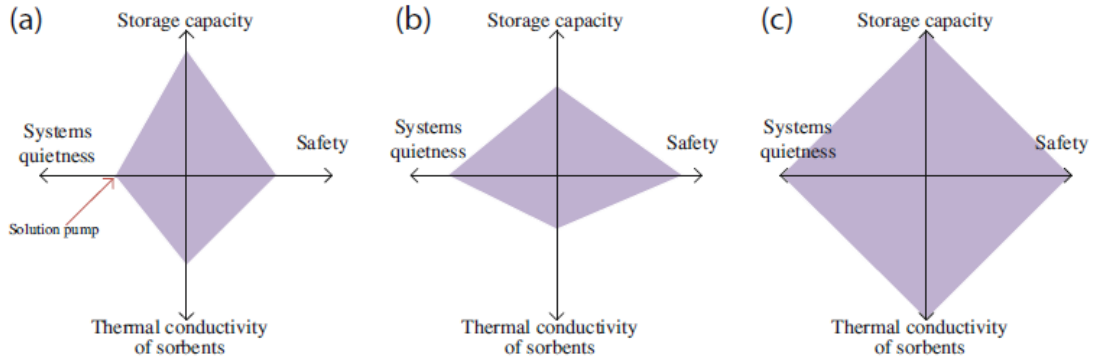


Fig. 1.4 : Comparaison générale entre les technologies d'absorption et d'adsorption. a) Absorption, b) Adsorption, c) Sorption idéale [15].

A travers la figure (1.4), on voit clairement que le système à adsorption est plus sécurisé et plus silencieux que le système à absorption et cela due aussi à la complexité du système à absorption par rapport à celui à adsorption. La figure (1.5) montre une comparaison entre les schémas de principe de fonctionnement des deux systèmes.

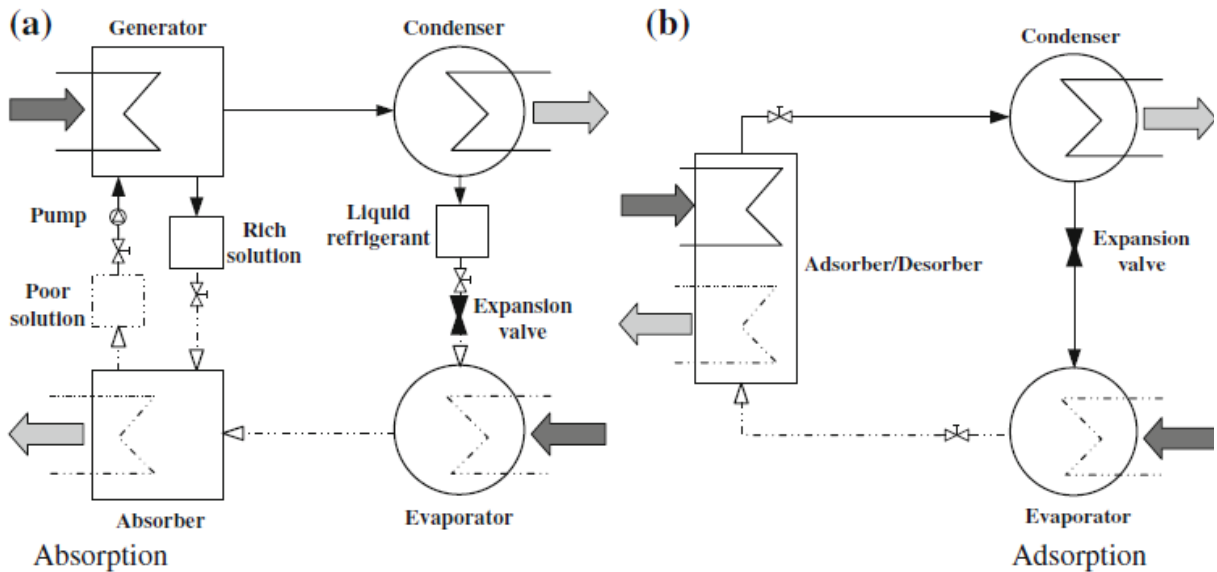


Fig. 1.5 : Comparaison entre les schémas de principe de fonctionnement des systèmes à absorption et à adsorption [15].

Wang et al. [38] ont comparé les avantages, les inconvénients et les performances de trois types de machines à fabrication de glace par adsorption sur les bateaux de pêche, utilisant le charbon actif-méthanol, l'adsorbant chimique CaCl_2 -ammoniac et un adsorbant composé (fabriqué par CaCl_2 et charbon actif)-ammoniac comme couples d'adsorption.

La machine avec le charbon actif-méthanol présente l'avantage d'une sécurité sûre et la machine avec l'adsorbant composite présente les meilleures performances d'adsorption.

4. Phénomène d'adsorption

Les sorbants, qui peuvent induire une attraction physique ou chimique avec un gaz réfrigérant actif pour un effet de réfrigération [15], peuvent être en phase liquide (technologie d'absorption) ou sous forme solide (technologie d'adsorption) [15, 30]. L'adsorption peut être classée comme adsorption physique due à un processus physique causé par des forces de Van der Waals ou une adsorption chimique dans laquelle un processus chimique est impliqué [38].

La théorie de l'adsorption a été largement discutée dans la littérature [30] et les applications pertinentes introduites par le travail fondamental de Langmuir ont été développées dans le domaine du chauffage et du refroidissement [28]. Essentiellement, lors de l'adsorption, une espèce moléculaire d'un fluide est attachée à la surface d'un solide, ce qui entraîne une concentration accrue de la substance à l'interface.

Les adsorbants physiques avec des méso-pores peuvent adsorber des couches consécutives d'adsorbat. En général, les adsorbants physiques développent la sélectivité vis-à-vis de l'adsorbat après avoir subi des traitements spécifiques. Le type de traitement dépend des types d'adsorbants. Les adsorbants physiques impliquent le charbon actif, le gel de silice, la zéolite, etc. Le plus grand avantage de l'adsorbant physique est la stabilité, mais il présente les inconvénients de la faible quantité adsorbée [36].

4.1. Chaleur et masse échangées pendant le phénomène d'adsorption

L'adsorption s'accompagne d'une évolution de la chaleur [10]. Les quantités de chaleur échangées pendant la phase d'adsorption pour quelques couples adsorbant/adsorbat sont données dans le tableau (1.3).

Tableau 1.3 : Quantités de chaleur échangées pendant la phase d'adsorption pour quelques couples adsorbant/adsorbat [25].

Adsorbant	Adsorbat	Chaleur d'adsorption [kJ/kg]	Commentaire
Gel de silice	Alcool méthylique	1000-1500	Il ne convient pas au-dessus de 200 ° C
	H ₂ O	2800	Il utilisé principalement pour le refroidissement déshydratant
Aluminium actif	H ₂ O	3000	
Zéolite	H ₂ O	3300-4200	Les zéolites naturelles ont des valeurs inférieures à celles de zéolites synthétiques
	NH ₃	4000-6000	
	CO ₂	800-1000	
	CH ₃ OH	2300-2600	
Charbon	C ₂ H ₄	1000-1200	Il réagit à environ 100 ° C
	NH ₃	2000-2700	
	H ₂ O	2300-2600	
	CH ₃ OH	1800-2000	
	C ₂ H ₅ OH	1200-1400	

La masse adsorbée est devenue plus faible pour les grandes valeurs de température de chauffage, qui s'accompagnent des pressions élevées [39] (figure (1.6)).

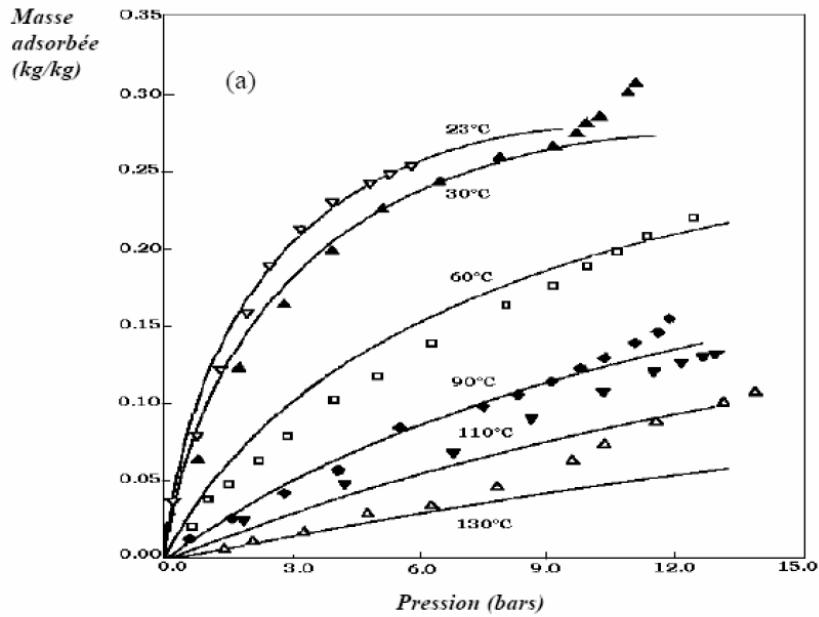


Fig. 1.6 : Isothermes théoriques (par modèle Dubinin- Astakhov: traits en continu) et expérimentales d'adsorption d'ammoniac sur charbon actif BPL [40].

4.2. Équations de description d'équilibre d'adsorption

L'équilibre d'adsorption peut être décrit par [41]:

- Des isobares (pour des pressions constantes) donnant la masse adsorbée en fonction de la température ;
- Des isothermes (à températures constantes) donnant la masse adsorbée en fonction de la pression, pour plusieurs températures de l'adsorbant (figure (1.6)) ;
- Des isostères (à masse adsorbée constante) donnant la pression en fonction de la température pour plusieurs masses adsorbées fixées. Généralement les isostères se représentent de manière pratique dans le diagramme de Clapeyron (figure (1.14)).

L'une des principales équations décrivant les phénomènes d'adsorption est l'équation d'équilibre d'adsorption [42]. Les équations d'équilibre d'adsorption sont résumées dans le tableau (1.4).

Tableau 1.4 : Équations d'équilibre d'adsorption utilisées dans littérature [42].

Equation d'équilibre	Couple adsorbant-adsorbé	Chaleur d'adsorption
$\ln(P) = a(w) + b(w)/T$ $a(w) = a_0 + a_1w + a_2w^2 + a_3w^3$ $b(w) = b_0 + b_1w + b_2w^2 + b_3w^3 = \Delta H(w)/R$ P est la pression en mbar, w est la concentration de l'adsorbé en %, R est constant universel des gaz parfaits en (J/(mol.K)), a_i et b_i (i=0 à 3) sont des constantes et elles sont données par Cacciola and Restuccia [43].	Zéolite 4A-eau, Zéolite 13X-eau, charbon actif AC35-méthanol	Enthalpie d'adsorption : $b(w) = b_0 + b_1w + b_2w^2 + b_3w^3 = \Delta H(w)$
L'équation de Freundlich simplifiée : $q = q_{sat}(P/P_{sat})^{1/n}$; $q_{sat} = 0.522 \frac{kg}{kg}$; $n = 1.6$ q est la capacité d'adsorption de masse d'adsorbé par masse d'adsorbant en kg/kg, q_{sat} est la masse limite à adsorber, P est la pression et P_{sat} est la pression de saturation de l'adsorbé en P_a .	Gel de silice Fuji RD-eau	
Equation Dubinin-Astakhov (D-A): $q = W_0\rho(T)\exp[-(A/\beta E_0)^n]$ W_0 est le volume maximum adsorbable en l/kg, ρ est la masse volumique de l'adsorbé en kg/m ³ , A est le potentiel d'adsorption en J/mol, E_0 est l'énergie caractéristique en J/mol. β est donné par Critoph [7].	Adsorbant (charbon de bois) : AC35, DEG, LH, BPL, NORIT RB, PKST, 207E ; Adsorbé : NO ₂ , méthanol, SO ₂ , amine, méthyle, ammoniac, acétonitrile et formaldéhyde.	Equation de Clausius–Clapeyron: $\frac{R \cdot \ln(P_2/P_1)}{\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2}}$
Equation Dubinin -Radushkevich modifiée	Charbon-ammoniac	Constant
Equation Dubinin-Astakhov (D-A) modifiée : $q = q_0 \exp\left[-k\left(\frac{T}{T_{sat}} - 1\right)^n\right]$ q est la capacité d'adsorption de masse d'adsorbé par masse d'adsorbant en kg/kg, q_0 est la masse maximale adsorbable en kg/kg d'adsorbant, k est la conductivité thermique en W/(m.K), T_{sat} est la température de saturation en K et n est le spécifique nombre de moles adsorbés en mol/kg.	Charbon actif-méthanol, monolithique charbon-ammoniac	Constant
$q = W_0\rho \exp\left[-D\left(T \cdot \ln(P_{sat}(T)/P_{sat}(T_{cond}))\right)^n\right]$ q est la capacité d'adsorption de masse d'adsorbé par masse d'adsorbant en kg/kg, W_0 est le volume maximum adsorbable en l/kg.	Charbon actif AC-35-méthanol, Charbon actif AS-méthanol, Charbon AX21-Ammoniac, Zéolite-eau	Equation de Clapeyron pour un gaz parfait : $\Delta H = R \cdot T^2(\partial \ln(P)/\partial T)$
Equation de Dubinin-Astakhov (D-A)	Adsorbant (charbon actif) : PX21, KL93, KF1500, TA90, TA60, BPL ; Adsorbé : ammoniac	$Q_{st}(T, P_{evap}) = R \cdot T^2[\partial \ln(P)/\partial T]$ $= \Delta H_{NH_3} + A$ $+ 2.510^{-3}T \cdot \beta^n E_0^n A^{1-n}/n$
Equation Dubinin-Astakhov (D-A) modifiée:	Charbon actif AC35- méthanol, charbon actif AC35- éthanol	$\Delta H = R \cdot T + L + (2303\beta/\sqrt{k}) \cdot \left[(\ln(1/\theta))^{1/2} + (\alpha \cdot T/2) \cdot (\ln(1/\theta))^{-1/2}\right]$
$q = A(T_{ad}) \left[\frac{P_{sat}(T_r)}{P_{sat}(T_{ad})} \right]^{B(T_{ad})}$ $A(T_{ad}) = A_0 + A_1T_{ad} + A_2T_{ad}^2 + A_3T_{ad}^3$ $B(T_{ad}) = B_0 + B_1T_{ad} + B_2T_{ad}^2 + A_3T_{ad}^3$	Gel de silice-eau	Constant
Equation de Freundlich simplifiée : $q = q_{sat}(P/P_{sat})^{1/n}$; $q_{sat} = 0.346 \frac{kg}{kg}$; $n = 1.6$	Gel de silice Fuji RD-eau	Constant
$\ln(P/P_{sat}) = \sum_i A_i C_i + (1/T_a) \sum_i B_i C_i$	Charbon-méthanol, AC HCFC123/ HCFC124	Equation de Clapeyron pour un gaz parfait

$q = a_1 + a_2(T_z/T_{sat}) + a_3(T_z/T_{sat})^2 + a_3(T_z/T_{sat})^3$	Zéolite-ammoniac, charbon actif-ammoniac	Constant
$q_v = \frac{q_{s1}b_1P}{1+b_1P} + \frac{q_{s2}b_2P}{1+b_2P} + \frac{q_{s3}b_3P}{1+b_3P}$	Zéolite 13X-eau, Zéolite 13X-ammoniac	Constant
$q = 221.2exp[-1.916 \times 10^{-7}(T \cdot \ln(P_s(T)/P))^n]$	Zéolite NaX-ammoniac, Charbon actif-ammoniac	Constant

5. Sélection des couples solide-réfrigérant ou adsorbant-adsorbant

Il existe principalement trois types d'adsorbants [38], des adsorbants physiques qui comprennent principalement du charbon actif, de la zéolite et du gel de silice [1, 38], des adsorbants chimiques tels que le chlorure de calcium, les hydrures métalliques, les sels complexes et les adsorbants composites qui sont principalement obtenus par la combinaison d'adsorbants chimiques et une matrice poreuse [38]. Pour les réfrigérants, trois adsorbats qui dominent, à savoir : l'eau, le méthanol et l'ammoniac [1].

De bons adsorbants physiques pour les fluides frigorigènes comprennent les zéolites 5A et 13X, ainsi que les charbons actifs. Les réfrigérants organiques (dans certains cas l'ammoniac) ont été préférés dans les systèmes à adsorption. Les fluides frigorigènes organiques ont l'avantage d'être compatibles avec les systèmes tubulaires en cuivre, à faible coût et à faible pression de fonctionnement [30].

Les adsorbants solides tels que la zéolite, le charbon actif, le gel de silice, etc., en combinaison avec des réfrigérants appropriés, peuvent être utilisés dans des systèmes de réfrigération pour produire de la glace [27].

En général, les critères les plus importants pour la sélection du couple adsorbant-adsorbant sont les suivants :

- Capacité d'élévation de température du couple [1]. Pour les petites élévations de température ($\Delta T < 30^\circ \text{C}$), les COPs sont plus élevés pour un nombre des couples d'adsorption [10]. Une conclusion similaire a été aboutie par Passos et al. [44]. Le couple zéolite-eau serait meilleur que le couple avec l'adsorbant charbon actif pour grandes élévations de température ($\Delta T > 40^\circ \text{C}$), mais comme l'eau gèle à 0°C , elle ne peut pas être utilisée dans la plage de $T_e < 0^\circ \text{C}$. Le couple zéolite-eau nécessite des températures de régénération élevées (à environ 170°C), alors que le charbon actif peut être utilisé à basse température de régénération [10].

- Réfrigérant sans toxicité, sans inflammabilité et sans corrosion [15];
- Température d'ébullition du fluide frigorigène [1];
- Réfrigérant avec une chaleur latente élevée par unité de volume et une bonne stabilité thermique [10];
- Capacité d'adsorption du réfrigérant par l'adsorbant [1]. Les caractéristiques d'adsorption des adsorbants sont déterminées par les isothermes d'adsorption pour la quantité d'une substance adsorbée [10]
- Une forte affinité entre l'adsorbat et l'adsorbant : cela exclut tous les adsorbants macroporeux ou mésoporeux. Mais, d'autre part, nous ne voulons pas que cette affinité soit trop élevée, car, si tel était le cas, la régénération serait très difficile : c'est la raison pour laquelle la zéolite NaX est préférable que les zéolites 4A ou 5A. En raison de ces critères de sélection, on cite trois fluides de travail et trois adsorbants qui dominent : l'eau, le méthanol et l'ammoniac pour les fluides et la zéolite, le charbon actif et le gel de silice pour les adsorbants [1].

Diverses études ont développé des modèles détaillés et ont examiné la pertinence de divers couples adsorbant-adsorbat pour les applications de refroidissement solaire [10]. D'autres combinaisons d'adsorbants et d'adsorbats, y compris le gel de silice-eau, le charbon actif-ammoniac et le chlorure de calcium-ammoniac, ont été exploitées dans les systèmes de refroidissement par adsorption, en utilisant l'énergie solaire pour la régénération du lit adsorbant [25]. Même l'adsorption du réfrigérant R134a, des systèmes conventionnels à compression de vapeur, sur le charbon actif a été considéré par Saha et al. [45], Askalany et al [46] et Habib et al. [47].

5.1. Comparaison entre les couples d'adsorption

Les couples gel de silice-eau et zéolite-eau sont principalement utilisés pour les applications de la climatisation, alors que les couples charbon-méthanol, charbon-ammoniac et chlorure de calcium-ammoniac sont pour des applications sous-zéro, comme la production de la glace [15].

Le charbon actif-méthanol et la fibre de charbon actif-méthanol sont deux types de couples de travail. La fibre de charbon actif a une adsorption de masse de réfrigérant spécifique plus élevée que celle du charbon actif granulé, car sa surface spécifique est supérieure à celle de charbon actif granulé et ses pores sont plus uniformes [15].

La fibre de charbon actif pourrait être une bonne substitut du charbon actif normal, car la capacité de réfrigération est trois fois plus et le temps d'adsorption est de 1/5 à 1/10 de celui du charbon actif normal [48]. Hamamoto et al. [49, 50], Saha et al. [51, 52] et El-Sharkawy et al. [53] ont contribué à l'étude des systèmes à adsorption utilisant la fibre de charbon actif.

Des résultats expérimentaux ont montré que la capacité maximale d'adsorption du couple Maxsorb III-méthanol est de 1.76 fois que celle du couple charbon actif-méthanol. Les calculs théoriques ont montré la supériorité du couple Maxsorb III-méthanol pour les applications de climatisation et de fabrication de la glace [54]. Le Maxsorb III peut adsorber jusqu'à 1.2 kg d'éthanol par kilogramme d'adsorbant. Le cycle d'adsorption Maxsorb III-éthanol peut atteindre un effet de refroidissement spécifique d'environ 420 kJ/kg à une température d'évaporateur de 7 °C et à une température de source de chaleur de 80 °C [55].

5.1.1. Comparaison entre les couples zéolite-eau et charbon actif-méthanol

Deux couples ont été étudiés en détail au LIMSI (Laboratoire d'Informatique pour la Mécanique et les Sciences de l'Ingénieur à Orsay, France) : zéolite-eau et charbon actif-méthanol. Le couple zéolite-méthanol a été rejeté parce qu'il n'est pas stable, car la catalyse se produit et entraîne la production d'éther diméthylique [1].

Les résultats obtenus par Anyanwu et Ogueke [56] ont montré que la zéolite-eau est le meilleur couple pour l'application du conditionnement à air, tandis que le charbon actif-ammoniac est préféré pour la fabrication de la glace, la congélation et la conservation des aliments.

Les propriétés chimiques physiques des deux couples sont tout à fait différentes : le charbon actif désorbe facilement le méthanol lorsqu'il est chauffé, alors que la zéolite conserve beaucoup plus d'eau. Pour cette raison, le couple charbon actif-méthanol est bien adapté pour faire fonctionner des cycles avec une petite élévation de température d'évaporation (jusqu'à 40 °C), alors que le couple zéolite-eau est capable de fonctionner avec grandes élévations de température d'évaporation (70 °C ou encore plus) [1].

Pour zéolite, dans le cas où l'on veut obtenir des températures inférieures à 0°C, il n'est plus possible d'utiliser l'eau comme élément frigorigène. Il faut utiliser un fluide dont le point de congélation soit plus bas et dont la pression de vapeur reste assez élevée aux

températures rencontrées au cours du cycle. Le méthanol, dont la température de congélation est de -94°C et dont la pression de vapeur saturante à 0°C est de 40 hPa, est bien adapté à ces conditions. Il n'est pas possible d'utiliser la zéolithe comme adsorbant, car une dissociation chimique du méthanol avec formation de diméthyléther commence à se produire à des températures inférieures à 100°C , ce qui bloque le processus de désorption. Avec le charbon actif, cette dissociation est négligeable à des températures inférieures à 150°C . De plus, il permet de cycler une masse de méthanol plus grande que la zéolithe et conduit à un COP thermique plus élevé que les autres adsorbants aux températures de régénération obtenues avec les capteurs plans [57]. En résumé [1] :

- Pour éviter la formation de glace, le couple zéolithe-eau doit fonctionner à des températures d'évaporation supérieures à 0°C . Un agent antigel peut être utilisé à cet effet, mais la faible pression de fonctionnement qui en résulte devient un inconvénient pour atteindre des taux de refroidissement élevés à basses températures.
- Le couple charbon actif-méthanol est limité à des températures de régénération de 150°C en raison de l'instabilité du méthanol, alors que le couple zéolithe-eau peut être régénéré à des températures élevées ($250\text{-}300^{\circ}\text{C}$).

Par rapport aux systèmes à adsorption qui requièrent des sources de chaleur avec des températures supérieures à 100°C (systèmes de zéolithe-eau, systèmes de charbon actif-méthanol) un réfrigérateur à adsorption avec le couple gel de silice-eau utilise une chaleur d'une température inférieure à 100°C . Cela crée de nouvelles possibilités pour l'utilisation d'énergie à basse température [10].

Grenier et Pons [58] ont comparé les performances thermodynamiques des couples zéolithe-eau et charbon actif-méthanol. Les résultats présentés dans la figure (1.7) sont pour une température du condenseur $T_c = 40^{\circ}\text{C}$, une température de l'évaporateur $T_e = 0^{\circ}\text{C}$, les températures d'adsorption $T_a = 25^{\circ}\text{C}$ et 35°C et une gamme des températures de désorption T_d . À une température de désorption de 100°C , telle que l'on peut obtenir dans un collecteur plan avec une surface sélective, le couple charbon-méthanol a un COP dans l'intervalle de 0.4-0.5 par rapport au COP donné par le couple zéolithe-eau, qui est de 0.3.

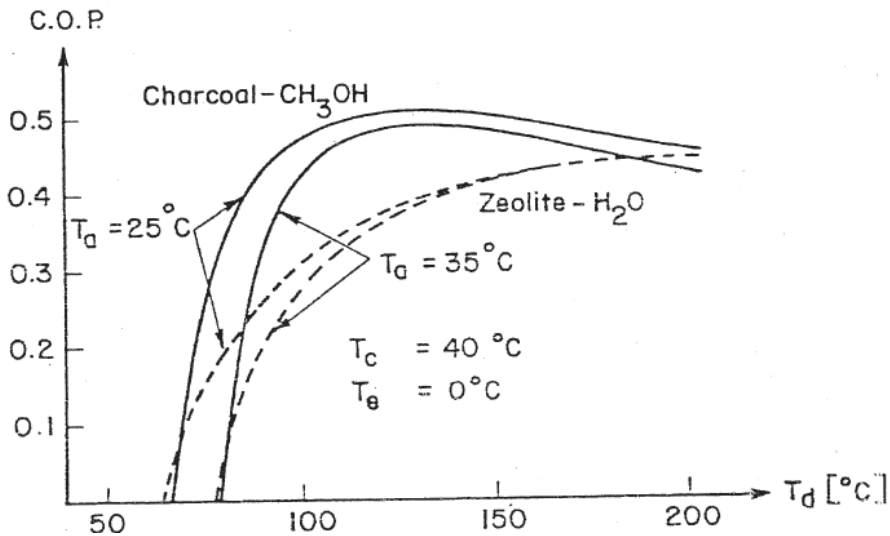


Fig. 1.7 : Comparaison entre les systèmes d'adsorption zéolite-eau et charbon-méthanol [58].

Les propriétés des adsorbants, les zéolites 5A et 13X et le charbon actif, ont été mesurées par Critoph et Vogel [13] pour les réfrigérants organiques R11, R12, R22 et R114. Le but du travail était d'évaluer leur utilisation comme couples possibles dans un cycle à adsorption, qui pourrait être utilisé pour le refroidissement solaire. Le couple charbon actif-R22 a offert le meilleur COP qui est d'environ 0.2.

Les performances obtenues des cycles régénératifs (pompe à chaleur ou système frigorifique) pour les trois couples, zéolite 4A-eau, zéolite 13X-eau et charbon actif AC35-méthanol, ont été comparées par Cacciola et Restuccia [43]. Ils ont constaté que la zéolite-eau est le couple le plus appropriée pour réaliser des machines à utiliser dans les applications domestiques aux pays du sud de l'Europe, où la demande du marché pour les appareils capables de génération de la chaleur pendant l'hiver et du froid pendant l'été a été augmentée considérablement.

5.1.2. Comparaison des couples à différents types de charbon actif et réfrigérants

Ce travail a déjà été réalisé par Critoph [7, 23]. En utilisant le charbon actif AC35 comme adsorbant, il est constaté que le méthanol (CH_3OH) est clairement le meilleur fluide frigorigène qui donne un bon COP, suivi de l'ammoniac (NH_3) (figure (1.8)) [23]. Mais, l'un des problèmes d'ammoniac est sa pression de condensation relativement élevée (13 bars à 35°C) et, en plus, c'est un produit chimique désagréable et potentiellement dangereux s'il s'échappe [13].

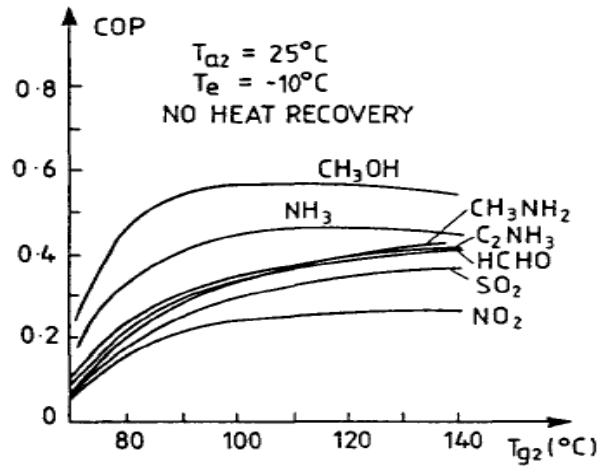


Fig.1.8 : Variation de COP par rapport à la température de génération T_g (T_{g2}) pour le charbon actif AC35 avec divers fluides frigorigènes ($T_{a2} \equiv T_a$) [7, 23].

D'autres chercheurs montrent que le type de charbon utilisé peut également avoir un effet significatif sur le COP et les résultats pour les huit charbons modélisés comme le montre la figure (1.9) ont donné lieu à des COPs variant entre 0.45 et 0.55 [7].

Tamainot-Telto et al. [59] ont étudiés les charbons actifs sous diverses formes : monolithique, granulaire, granulaire compacté, fibre, fibre compactée, tissu, tissu compacté et poudre. Les charbons actifs ont été couplés avec l'ammoniac et les meilleures performances thermiques ont été obtenues avec le charbon actif monolithique.

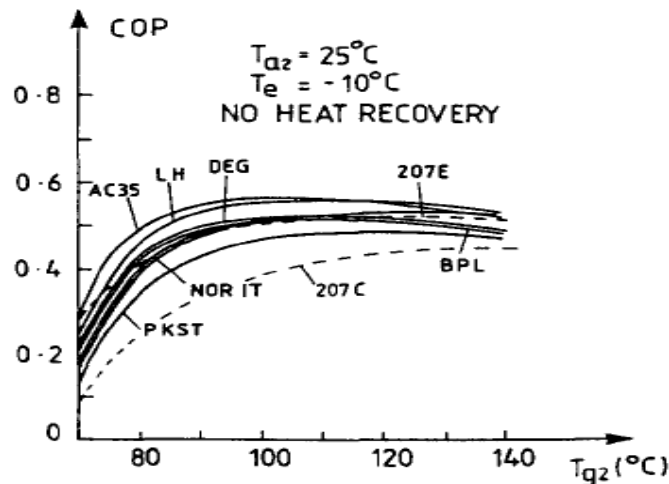


Fig.1.9 : Variation de COP par rapport à la température de génération T_g (T_{g2}) pour le méthanol avec divers types de charbon actif ($T_{a2} \equiv T_a$) [7].

Le couple de travail charbon-méthanol est couramment utilisé, car il a une basse température de désorption, une faible chaleur d'adsorption, une forte chaleur latente d'évaporation du méthanol et une excellente chaîne d'approvisionnement à bas prix [15].

5.2. Proposition d'un réfrigérant fonctionnant à pression super-atmosphérique

Les refroidisseurs à adsorption avec des réfrigérants conventionnels (eau, éthanol, méthanol, etc.) font face au problème que les technologies avancées et les considérations complexes de conception sont nécessaires pour maintenir le vide dans l'installation. Par conséquent, certains chercheurs étudient les performances de refroidissement à adsorption par des pressions de fonctionnement modérées au-dessus de la pression atmosphérique et de la structure du système simple [60] (figure (1.10)).

Une étude expérimentale sur les caractéristiques d'adsorption de l'isobutane (R600a) sur le MIL101 et le charbon actif a été réalisée par Ma et al. [60]. Les résultats de MIL101 ont également été comparés à ceux du charbon actif largement utilisé comme adsorbant classique dans les systèmes commerciaux à adsorption. Il est conclu que le système à adsorption avec le couple MIL101-isobutane peut fonctionner de manière stable à long terme à pression au-dessus de la pression atmosphérique, ce qui fait que ce couple soit une bonne perspective pour le futur des systèmes de refroidissement à adsorption.

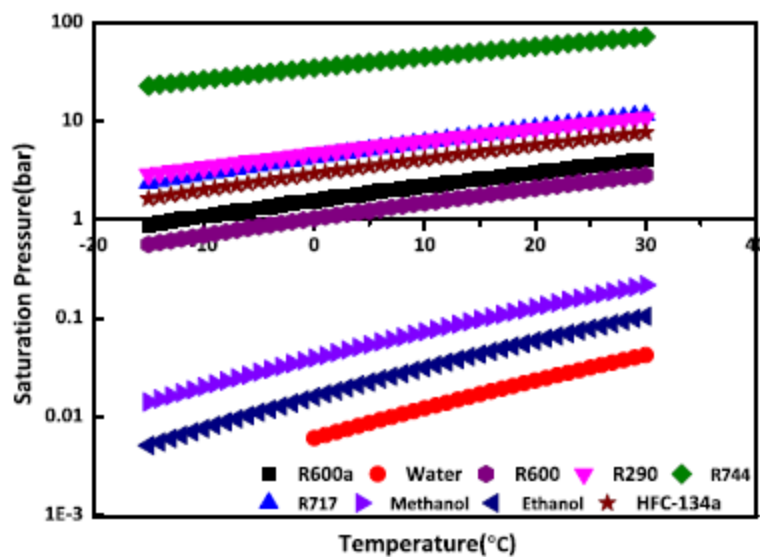


Fig. 1.10 : Pressions de saturation de divers adsorbats pour des températures typiques de travail entre l'évaporateur et le condenseur [60].

6. Réfrigération solaire à adsorption par une simple technologie

Une telle unité est la plus simple (figure (1.11)) que l'on puisse envisager. C'est une glacière qui ne comporte que deux composants [5]:

- Un collecteur solaire qui est un composant multifonction. Ce collecteur solaire est également l'adsorbeur/désorbeur puisqu'il contient l'adsorbant et, de plus, il est aussi le condenseur puisque les ailettes extérieures ont été placées sur sa surface arrière. Pendant la journée, le collecteur solaire est un désorbeur et un condenseur. La nuit, le collecteur solaire adsorbe la vapeur provenant de l'évaporateur.
- Un évaporateur qui est situé dans une boîte (la glacière) où la glace est produite.

Les avantages de cette unité sont l'autonomie totale, l'absence de toute vanne et de tout moteur rotatif. Le système fonctionne comme suit : à la fin de la nuit, de la glace a été produite dans la glacière. Au fur et à mesure que le soleil se lève, le collecteur solaire se réchauffe, la désorption se produit dans l'adsorbeur et la condensation se produit d'abord dans l'évaporateur où la température est inférieure à celle du condenseur. Cette condensation chauffe l'évaporateur et la glace qui a été formée pendant la nuit et qui a été collée sur la surface de l'évaporateur, ce qui permet de la retirer de la surface de l'évaporateur et elle peut être ensuite retirée de la glacière [5].

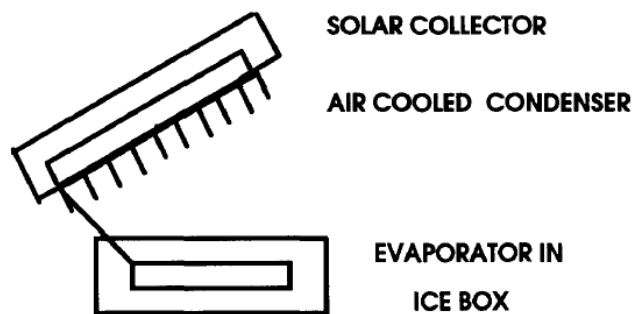


Fig .1.11 : Schéma d'un réfrigérateur solaire à adsorption par une simple technologie [5].

Un autre schéma plus détaillé sur la conception d'une machine solaire simple à fabrication de glace par adsorption est représenté dans la figure (1.12).

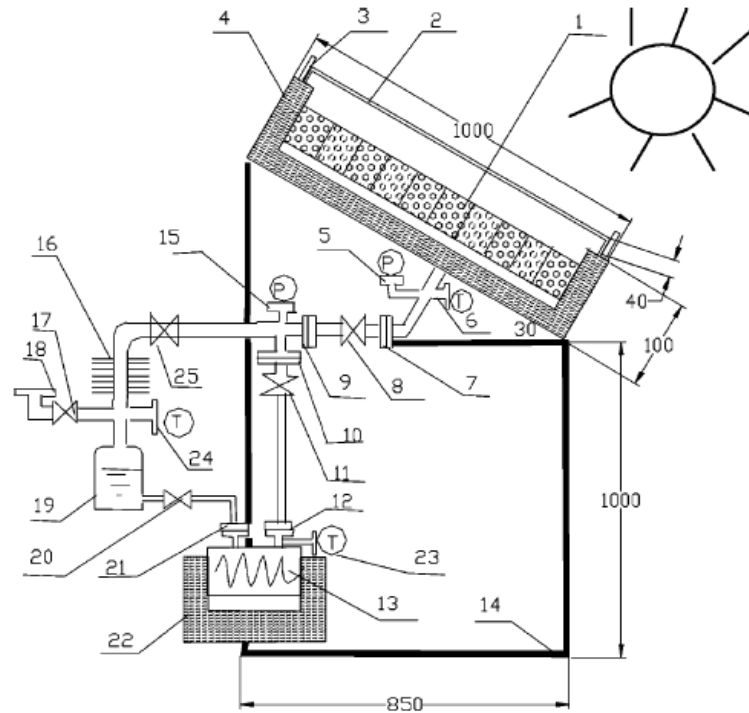


Fig. 1.12 : Schéma plus détaillé de la machine solaire à fabrication de la glace par adsorption. 1-lit adsorbant ; 2-couvercle en verre ; 3-amortisseur ; 4-matériau isolant ; 5,15-Manomètre de pression ; 6,23,24-Thermomètre ; 7,9,10,12-bride de raccordement ; 8,11,17,20,25-vanne ; 13-évaporateur ; 14-support ; 16-condenseur ; 18-conduit d'entrée de réfrigérant ; 19- récipient ; 22-glacière [61, 62].

Boubakri [63] a montré que le coefficient de performance solaire COPs d'une machine à fabrication de la glace par adsorption fonctionnant avec un seul échangeur de chaleur à double fonction (évaporateur / condenseur) est meilleur que celui habituellement obtenu avec un condenseur et un évaporateur séparés.

6.1. Réacteur ou adsorbeur solaire tubulaire simple

Un tel réacteur adsorbant couplé au collecteur solaire se compose d'une série de tubes en cuivre, placés côté à côté, constituant la plaque absorbante de rayonnement. Afin d'améliorer la performance du collecteur et d'obtenir des températures jusqu'à 1008 ° C, un revêtement sélectif sur la surface absorbante et une couverture transparente sur le capteur solaire ont été incorporés. Deux types de couverture transparente sont considérés pour le capteur solaire : un vitrage en verre simple et un vitrage en matière transparente et isolante TIM (Transparent Insulation Material). Le milieu poreux occupe un espace annulaire entre la surface avant du collecteur et le tube axial formé par un filet métallique

où le fluide frigorigène se diffuse (figure (1.13)). Les deux principaux avantages du réacteur multitubulaire sont la simplicité de sa construction et sa capacité de différences de pression stables avec des parois plus minces, compte tenu du fait que le système fonctionne sous vide. Un entrefer entre l'absorbeur et la couverture transparente a été considéré pour réduire le transfert de chaleur par conduction et par rayonnement. Des volets ont été prévus pour permettre l'aération du collecteur pendant la nuit, ce qui aide à dissiper la chaleur pendant la phase d'adsorption [64]. Lorsqu'ils sont ouverts, les volets permettent à l'air ambiant de refroidir l'adsorbant par convection naturelle, lorsqu'ils sont fermés, seule une convection thermique naturelle interne a lieu dans le capteur solaire et les pertes thermiques sont réduites [5].

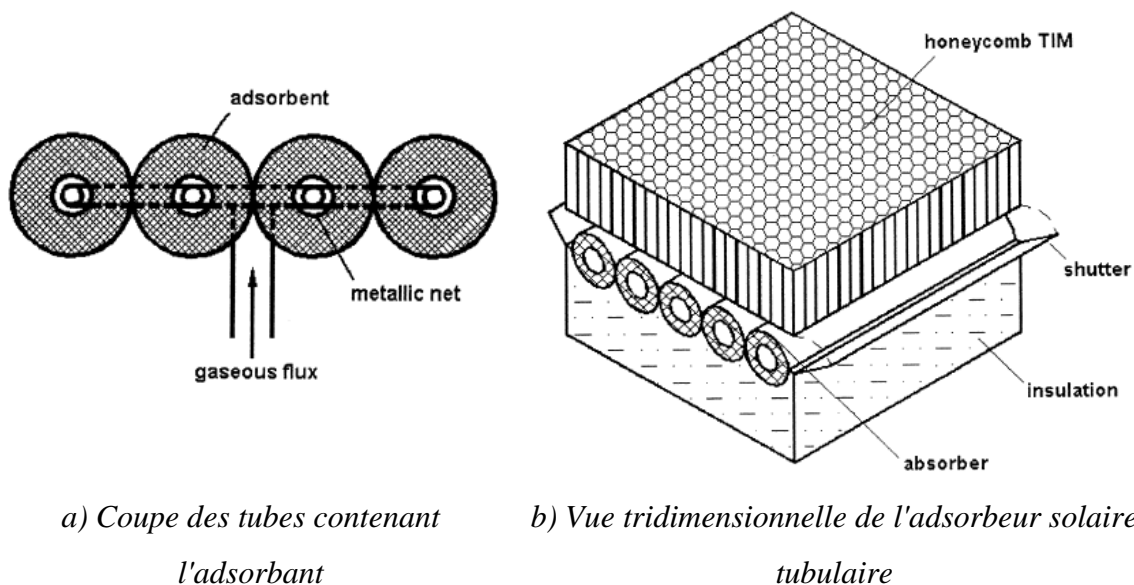


Fig. 1.13 : Prototype d'un adsorbant solaire tubulaire simple [64].

6.2. Intermittence de l'effet frigorifique du système solaire à adsorption

6.2.1. Cycle théorique de base

Au cours de la journée, l'énergie solaire chauffe l'adsorbant à forte concentration de l'adsorbat jusqu'à la température maximale du cycle. À sa pression de condensation correspondant à une température de condensation particulière, le réfrigérant commence à se désorber de l'adsorbant. Le condensat s'écoule par gravité dans un récipient de liquide ou directement dans l'évaporateur. Pendant la nuit, l'adsorbant est refroidi à une température près de celle de l'ambient, ce qui réduit la pression de l'ensemble du système. Lorsque la pression de l'adsorbant est égale à la pression de vapeur saturée du réfrigérant, le réfrigérant s'évapore dans l'évaporateur et provoque l'extraction de la chaleur à partir

du milieu environnant. La vapeur de fluide frigorigène résultante est adsorbée dans l'adsorbant, tandis que le refroidissement est produit. Le diagramme pression-température-concentration (P-T-X) de la figure (1.14) illustre lesdites phases et leurs températures typiques de fonctionnement [27].

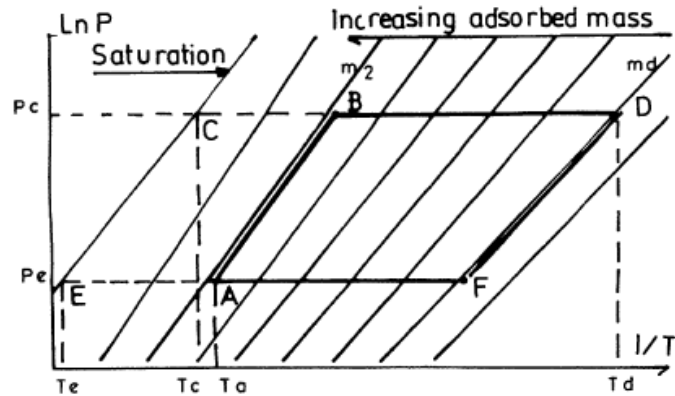


Fig. 1.14 : Cycle idéal à adsorption dans un diagramme de Clapeyron P-T-X [27].

6.2.2. Cycle réel

Réellement le cycle théorique de la figure (1.14) se modifie un peu, comme le montre la figure (1.15) du cycle expérimental tracé par Medini et al [57].

En effet, la simulation numérique validée expérimentalement par Hu [65] sur le cycle de réfrigération solaire à adsorption du couple charbon-méthanol sans vanne d'ouverture ou fermeture de décharge a montré une réalité déférente par rapport au cycle idéal avec la vanne, qui est utilisée habituellement dans la conception du réfrigérateur à adsorption. La concentration de méthanol dans le charbon n'est pas à sa valeur minimale lorsque le collecteur atteint sa température maximale pendant la journée. Le point minimum se produit sur la voie de la baisse de la température du charbon. En outre, le réfrigérant (méthanol) ne s'évapore pas à une température constante pendant la période d'adsorption-évaporation. La température d'évaporation dépend du taux de libération de la chaleur du collecteur à la température ambiante. La figure (1.16) illustre cette réalité à travers le cycle simulé sans vanne de décharge/charge de l'adsorbant.

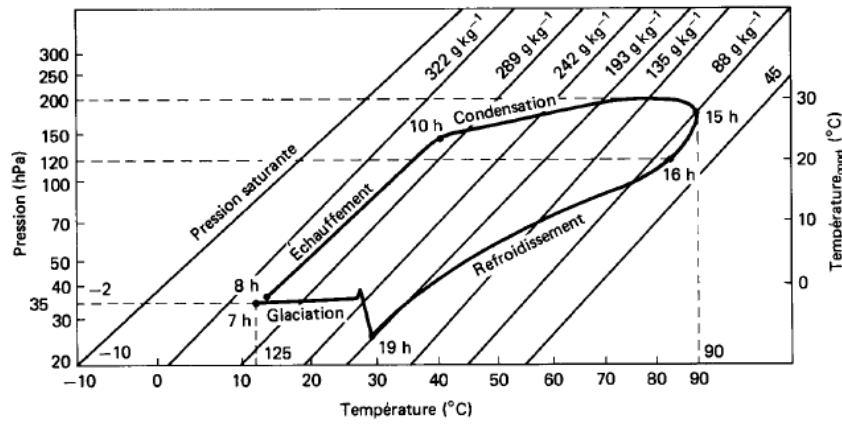


Fig. 1.15 : Cycle expérimental d'une machine à adsorption [57].

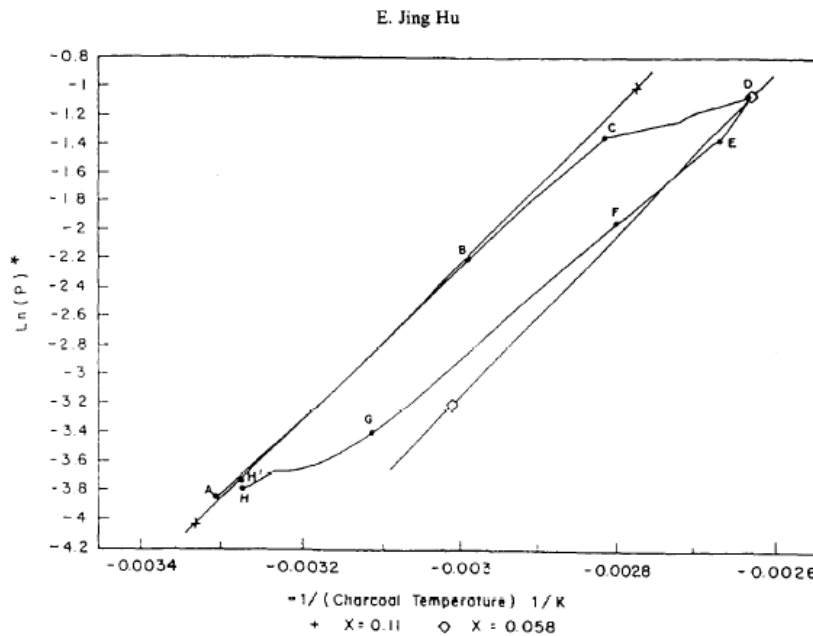


Fig. 1.16 : Cycle à adsorption simulé sans vanne de décharge/charge de l'adsorbent [65].

6.3. Stockage de la chaleur provenant de l'énergie solaire

Le stockage de chaleur est plus efficace que le couplage solaire direct [66]. Il peut être aussi comme source d'approvisionnement en eau chaude pendant l'hiver pour économiser d'autres combustibles primaires, tels que le gaz naturel, le charbon ou l'électricité [67]. Les systèmes de chauffage solaire par eau sont bien acceptés et la technique la plus économique de production d'eau chaude, pour l'utilisation domestique, le chauffage de l'espace et les applications commerciales et industrielles. Des recherches importantes ont été menées, afin de fonctionner efficacement, en toute sécurité et avec moins de

maintenance. Ces systèmes peuvent être utilisés afin d'obtenir de l'eau chaude pour la régénération dans les systèmes à adsorption [68]. Cependant, il faut plus de collecteurs en fonction de la taille du réservoir de stockage [66]. Trente collecteurs paraboliques à concentration (CPC), chacun d'une surface 2.415 m² ainsi qu'un réservoir de stockage d'eau chaude sont considérés par Rouf et al. [67] dans leur étude, non seulement pour supporter un refroidisseur à adsorption pendant la saison d'été, mais aussi comme source d'approvisionnement continu en eau chaude pour usage domestique pendant la saison hivernale.

Un système de fabrication de la glace par adsorption solide charbon actif-méthanol (figure (1.17)), alimenté par l'eau chaude chauffée par un collecteur solaire et équipé d'un réservoir de stockage, a été conçu et construit par Ji et al. [69]. Le lit adsorbant tubulaire à ailettes dans le réservoir d'eau, qui a également agi comme unité de stockage de chaleur, a été chauffé par l'eau chaude provenant du collecteur solaire pendant le processus de désorption. La chaleur stockée dans un bain d'eau fournit une entrée d'énergie stable pour le lit adsorbant au stade de la désorption. L'eau dans le réservoir a également été chauffée par un réchauffeur électrique pour maintenir la température de désorption définie. Les résultats expérimentaux ont montré que les températures autour du tube à ailettes du lit adsorbant étaient homogènes, ce qui était bénéfique pour la désorption de l'adsorbat. Le refroidissement du lit adsorbant était rapide au début du processus d'adsorption, ce qui était bénéfique pour l'adsorption du réfrigérant par adsorbant.

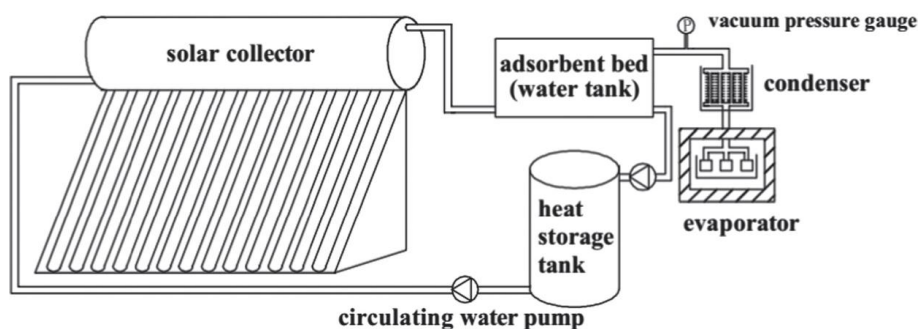


Fig. 1.17 : Système de fabrication de la glace par adsorption, équipé d'un réservoir de stockage de chaleur [69].

6.4. Systèmes solaires simples à adsorption avec continuation de l'effet frigorifique

Zhang et Wang [70] ont proposé un système hybride pour avoir un fonctionnement continu du système de réfrigération à adsorption (figure (1.18)). Le système hybride à

adsorption est équipé de deux lits séparés par une couche adiabatique, pour éviter l'effet thermique due aux échanges de chaleur entre les deux. Lorsque la température de l'adsorbant atteint la température de désorption prévue, le premier chauffage du lit supérieur se termine et le système hybride est tourné de 180 °. Le lit supérieur est remplacé par le lit inférieur, qui est chauffé par l'énergie solaire maintenant et le lit supérieur est refroidi par de l'eau froide s'écoulant du réservoir au lit par convection naturelle. En général, lorsque le lit supérieur désorbe, le lit inférieur adsorbe et le système hybride se refroidit et se chauffe simultanément et en continu. La nuit, parce que la température ambiante est faible, tous les deux lits adsorberont les réfrigérants et auront des effets de réfrigération.

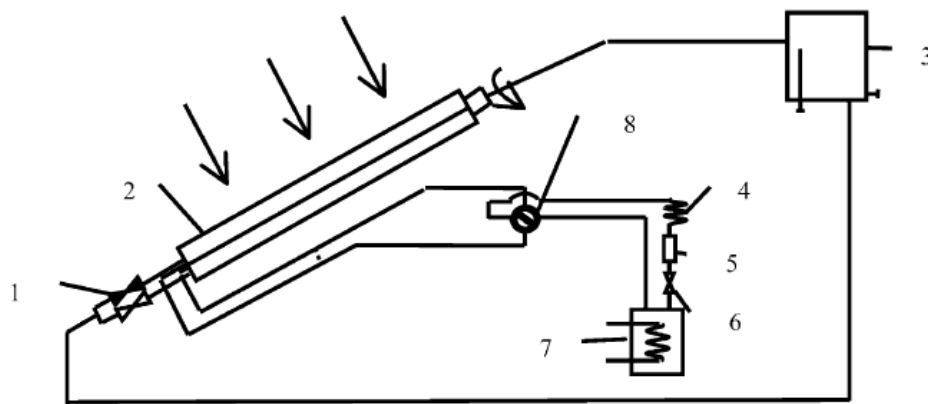


Fig. 1.18 : Système de réfrigération solaire à adsorption de fonctionnement continu [70]: 1- Vanne d'eau, 2-Ensemble hybride de lit, 3-Réservoir d'eau, 4-Condenseur, 5-Récipient de liquide, 6- Vanne d'étranglement, 7- Evaporateur, 8- Rotor manuel.

Un autre nouveau système de refroidissement solaire par adsorption capable de produire du froid en continu le long des 24 heures du jour est proposé par Hassan et al. [17, 71]. Le cycle théorique de fonctionnement du système est basé sur l'adsorption à température constante (figure (1.19)). Le système proposé effectue un cycle complet exécuté en deux jours avec deux lits adsorbants travaillant alternativement (figure (1.20)). Lorsque l'un des lits est en phase de chauffage isostérique-désorption-refroidissement isostérique pendant un jour, l'autre est pour compléter le cycle de réfrigération par la phase d'adsorption pendant un jour.

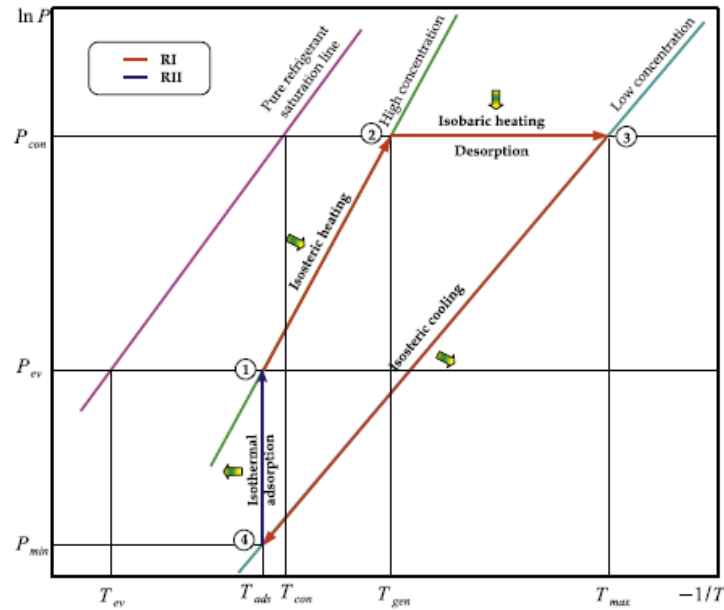
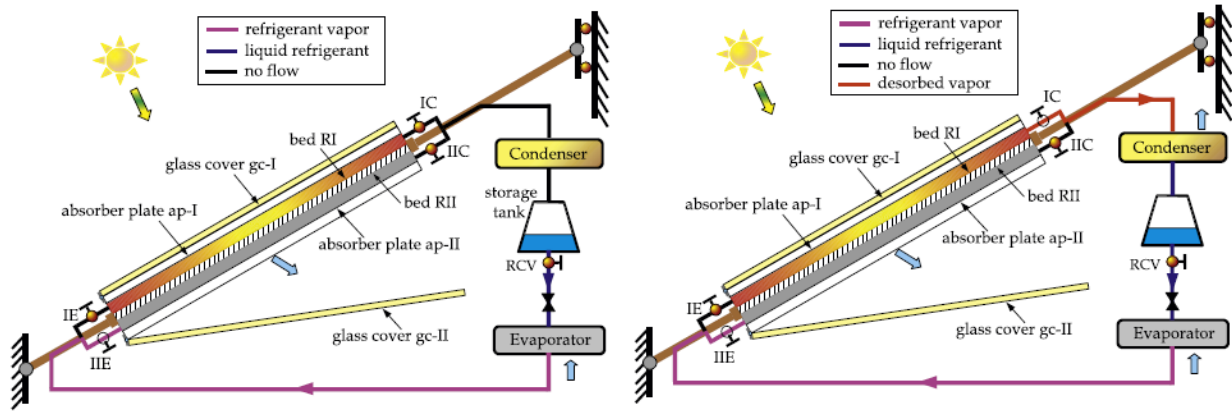


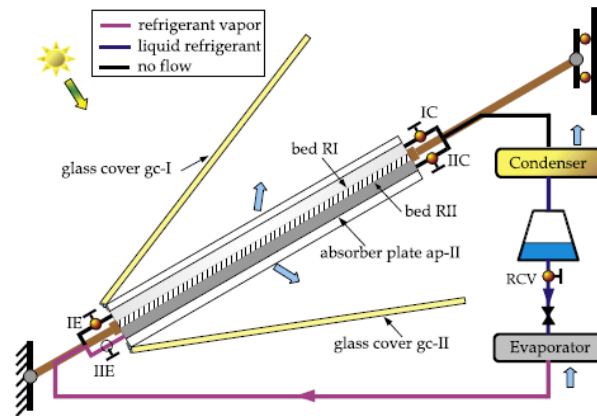
Fig. 1.19: Cycle théorique de refroidissement continu par adsorption à température constante dans le diagramme de Clapeyron (RI : lit adsorbant 1 et RII: lit adsorbant 2) [71].

Les résultats obtenus à partir de l'analyse dynamique du cycle de réfrigération à adsorption isotherme (figure (1.19)) démontrent que l'idéalisation du processus d'adsorption isotherme n'est pas loin de la situation réelle et peut être approchée. En outre, l'amélioration du transfert de chaleur entre le lit d'adsorption et l'environnement pendant le processus de pré-refroidissement du lit permet d'accélérer le processus de rejet de chaleur du réacteur d'adsorption et donc d'approcher le processus isotherme [72]. Solmuş et al. [73] ont utilisé l'huile froide qui circule dans l'espace annulaire du lit (figure (1.26)) pour maintenir le lit adsorbant à une température constante.



a) Préchauffage de RI, Refroidissement-adsorption dans RII et production du froid dans l'évaporateur.

b) Chauffage-désorption dans RI, refroidissement- adsorption dans RI et production à froid dans l'évaporateur



c) Refroidissement de RI, refroidissement-adsorption dans RII et production du froid dans l'évaporateur.

Fig. 1.20 : Schéma du cycle de refroidissement à adsorption à température constante [71].

Deshmukh et al. [68] ont proposé une conception d'un nouveau système de refroidissement solaire à adsorption avec deux lits identiques et un grand lit, qui est capable de produire du froid en continu (figure (1.21)). Le système proposé produit du froid continuellement par un fonctionnement séquentiel des vannes. Le refroidissement est fourni par effet d'adsorption dans le lit 1 pendant la nuit et le lit 2 et le lit 3 fournissent un refroidissement alternatif pendant la journée.

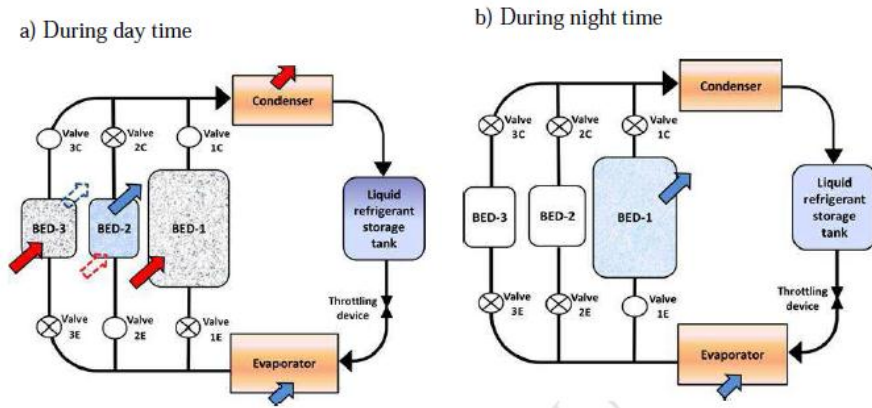


Fig. 1.21: Schéma du système de refroidissement solaire continu à adsorption, (a) Pendant la journée (lit 2 et lit 3 fonctionnent hors phase et lit 1 désorbe) et (b) Pendant la nuit (lit 2 et lit 3 restent inactifs et lit 1 adsorbe) [68].

6.5. Unités expérimentales frigorifiques solaires à adsorption

De nombreux systèmes de réfrigération solaire ont été proposés en fonction du principe de l'adsorption [30] et plusieurs unités frigorifiques à adsorption ont été construites et testées [14, 62, 74-76]. Parmi ces unités, on cite celles de Anyanwu et Ezekwe (figure (1.22)) [14], Luo et al. [74] (figure (1.23)) et Li et al. [62] (figure (1.24)).

Un réfrigérateur à adsorption solaire utilisant le couple charbon actif-méthanol a été construit et testé avec succès par Anyanwu et Ezekwe [14] (figure (1.22)) dans le climat tropical de Nsukka, au Nigéria. Seule l'eau glacée a été produite à des températures d'environ 1°C. Le meilleur refroidissement utile obtenu était sous le rayonnement solaire de 266.8 kJ/m².



Fig. 1.22 : Photographie de réfrigérateur solaire de Anyanwu et Ezekwe [14].

Une machine solaire à produire de la glace par adsorption (figure (1.23)) utilisant le couple charbon actif-méthanol a été développée par Luo et al. [74]. Ses caractéristiques principales comprennent l'utilisation d'un condenseur à eau et l'élimination de toutes les vannes dans le circuit de réfrigérant, sauf celle qui est nécessaire pour la recharge du fluide frigorigène. Des tests de performance sur la machine solaire pendant toute l'année ont été effectués à Kunming, Yunnan Province, en Chine. Les résultats des tests ont montré que le COP de la machine est d'environ 0.083-0.127, et la production quotidienne de glace varie de 3.2 à 6.5 kg/m², sous les conditions climatiques du rayonnement solaire quotidien à la surface du lit adsorbant de 15-23 MJ /m² et la température ambiante moyenne quotidienne comprise entre 7.7-21.1°C. Le rayonnement solaire quotidien convenable sous lequel la machine peut fonctionner efficacement à Kunming est supérieur à 16 MJ /m².



Fig. 1.23: Photographie de la machine solaire de production de glace par adsorption de Luo et al. [74].

Une machine frigorifique à adsorption a été construite par Li et al. [62] (figure (1.24)) pour démonstration. Le couple de travail se compose de méthanol utilisé comme fluide frigorigène et le charbon actif comme un milieu d'adsorption. Le lit adsorbant est constitué de deux collecteurs plans, d'une surface totale de 1.5 m². Les résultats expérimentaux ont montré que cette machine peut produire de 4-5 kg de glace, après avoir reçu 14-16 MJ d'énergie solaire avec une surface de 0.75 m² et de 7-10 kg de glace après avoir reçu de 28-30 MJ d'énergie solaire avec une surface de 1.5 m².

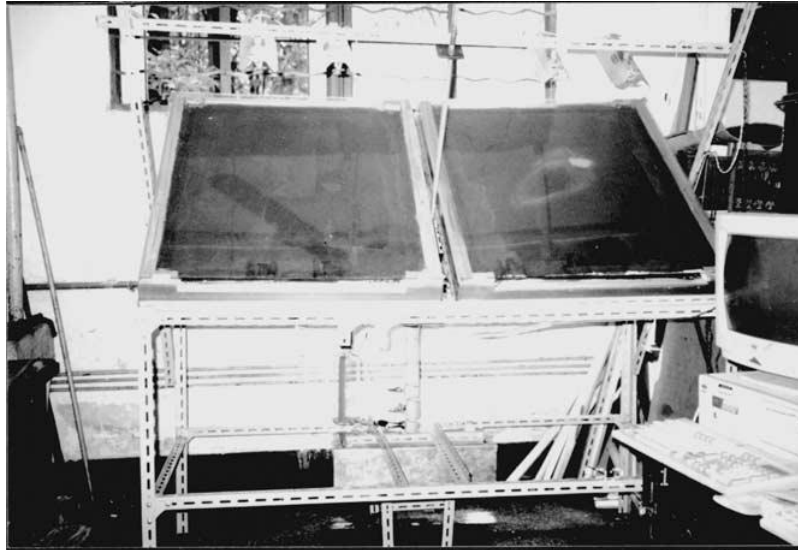


Fig. 1.24 : Photographie de la machine solaire de production de glace par adsorption de Li et al. [62].

7. Avancements de réfrigération à adsorption

7.1. Utilisation de fluide caloporteur pour fonctionnement du système à adsorption

Les conduites d'échange de chaleur sont aussi raisonnables pour le refroidissement et le chauffage dans les systèmes de réfrigération à adsorption, non seulement en raison de leur forte densité de flux de chaleur, mais aussi en raison de l'absence de pièces mobiles pour conduire le milieu du transfert de chaleur. Les réfrigérateurs à adsorption sont très efficaces en intégrant dans la conception de l'adsorbent des tubes d'évacuation de chaleur pour chauffer ou refroidir l'adsorbent. Dans ce cas, le chauffage par les gaz échappés et le refroidissement par l'eau de mer pourraient être conduits dans le lit adsorbant [77].

Plusieurs études [20, 38, 47, 49-52, 77-100] ont fait augmenter le nombre de lits adsorbants, en circulant un fluide caloporteur par les tubes d'évacuation de chaleur (cycle à récupération de chaleur ou cycle de régénération et y compris parfois la récupération de masse), pour commander et améliorer l'échange de chaleur entre les différents éléments de la machine. Dans ce cas le cycle continu [20, 70, 95, 99, 101] est possible pour la machine à adsorption, car l'opération de chauffage et de refroidissement ne compte pas sur l'énergie solaire intermittente seulement ou la convection naturelle très longue.

Suivant la figure (1.25), le principe thermodynamique du système à adsorption d'un fonctionnement continu est divisé en deux phases : la charge et la décharge. Pendant la phase de charge, la chaleur externe (chaleur de chauffage de l'adsorbant Q_{ri} + chaleur de

désorption de fluide frigorigène Q_d) est fournie au système à température élevée au moyen d'un fluide caloporteur, s'écoulant dans l'échangeur de chaleur placé à l'intérieur de l'adsorbant solide (R) et, en même temps, la chaleur Q_c est libérée du système à température moyenne, à partir du condenseur. La phase de décharge commence par le refroidissement de l'adsorbant solide. Pendant le refroidissement du solide et ensuite le processus d'adsorption, l'énergie thermique (chaleur dégagée de refroidissement de l'adsorbant Q_{ra} + chaleur dégagée par l'adsorbant pendant l'adsorption Q_a) est transférée extérieurement à travers l'échangeur de chaleur placé dans l'adsorbant solide [28].

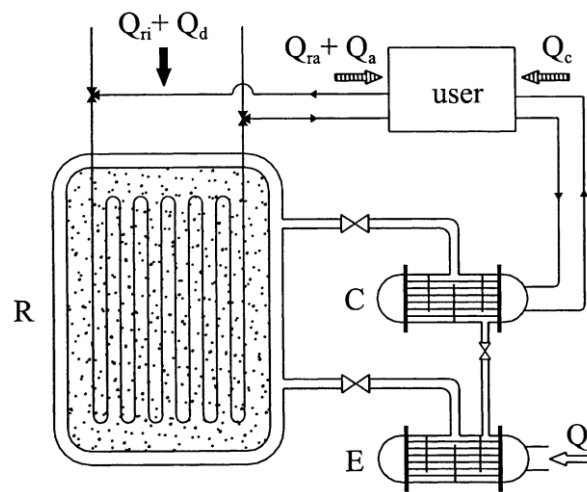


Fig. 1.25 : Schéma d'une machine à adsorption utilisant un fluide caloporteur ; C: condenseur ; E: évaporateur ; R: lit adsorbant [28].

Un schéma d'un lit adsorbant utilisant un fluide caloporteur est représenté sur la figure (1.26). Le tube contenant l'adsorbant est chauffé et refroidi en faisant circuler le fluide de transfert de chaleur (HTF : heat transfer fluid) entre la coque et le tube.

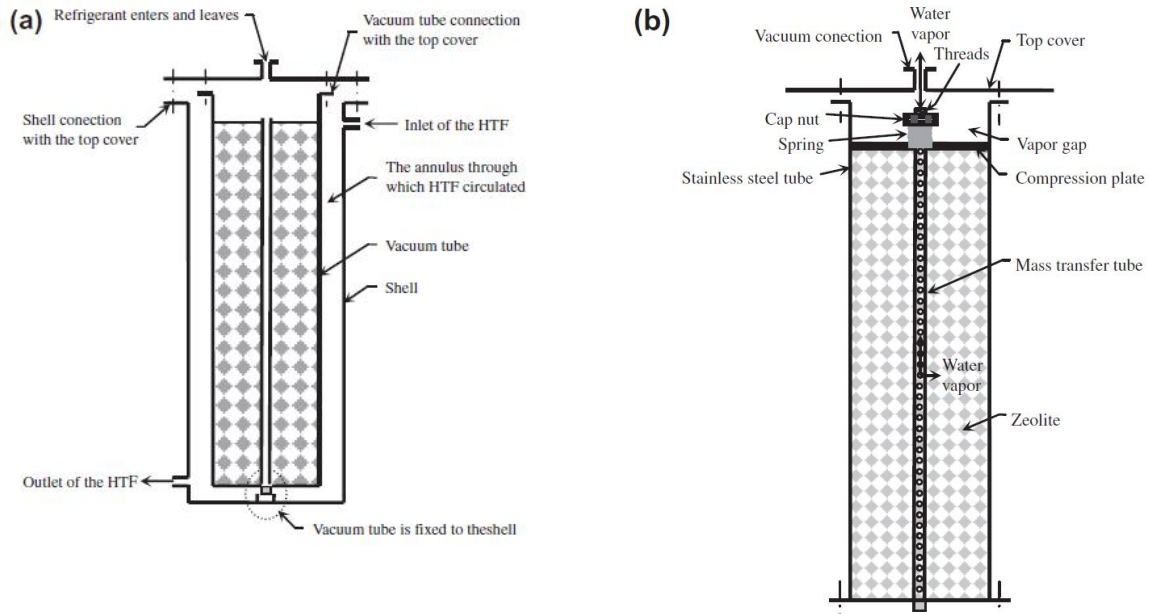


Fig. 1.26 : Schéma du lit adsorbant utilisant un fluide caloporteur (a) et du tube contenant l'adsorbant (b) [73].

Les effets de la capacité du réservoir d'eau chaude, du temps de cycle et de la température initiale de l'eau chaude sur les performances du refroidisseur ont été analysés lorsque le refroidisseur est alimenté par une source de chaleur stable et l'énergie solaire respectivement. Les résultats de la simulation ont indiqué que lorsque le refroidisseur est alimenté par l'énergie solaire, la circulation ouverte de l'eau chaude avec un court temps de cycle et la circulation fermée de l'eau chaude avec un temps de cycle plus long étaient meilleures. Une proposition a également été présentée pour que le refroidisseur alimenté par l'énergie solaire fonctionne dans des conditions de travail optimales, tels que le mode de circulation d'eau chaude, le temps de cycle et la température initiale [102].

7.2. Cycles avancés

Dans le cycle de base des machines frigorifiques solaires à adsorption, la production de froid est intermittente [103, 104] et l'efficacité du cycle est faible [104]. Pour obtenir une efficacité élevée avec une production continue de froid, il faut utiliser des cycles avancés [103]. Les cycles avancés sont aussi nécessaires pour exploiter la faible température de la source chaude [105]. Plusieurs types de cycles avancés ont été proposés et testés [103], à savoir: le cycle de récupération de chaleur, le cycle de récupération de masse, le cycle d'onde thermique, le cycle d'onde convective, etc.. [104].

7.2.1. Cycle étagé ou avec récupération de masse

Dans le cycle conventionnel à adsorption (figure (1.14)), le processus de fonctionnement est généralement effectué à deux niveaux de pression, à savoir une pression élevée pendant la phase de régénération et une faible pression pendant la phase de production du froid. Pour un tel cycle, lorsqu'une congélation est requise, la température de source chaude est trop élevée ou la température de source froide est trop faible. Afin de réaliser la réfrigération pour des conditions de congélation avec une faible température de source chaude et une température de refroidissement raisonnable, un cycle étagé à adsorption ou avec récupération de masse est proposé [106]. La récupération de masse entre deux lits ou plusieurs lits est la méthode principale pour améliorer le SCP du cycle intermittent [36].

Plusieurs travaux [79, 81-83, 85, 105, 106] dans la littérature ont contribué à améliorer le cycle par un processus de récupération de masse, en augmentant le nombre des lits adsorbants (cycle étagé). Le système de récupération de masse utilise la différence de pression entre l'adsorbeur et le désorbeur pour améliorer la circulation de masse de fluide frigorigène [107].

Le cycle de récupération de masse a été comparé, par Akahira et al. [81], au cycle conventionnel tel que le cycle à adsorption à un seul lit adsorbant (cycle à seul étage), en termes de capacité de refroidissement et de COP. Les résultats ont montré que la capacité de refroidissement du cycle avec récupération de masse est supérieure à celle du cycle conventionnel et le processus de récupération de masse est plus efficace pour une faible température de régénération. Il est également constaté qu'il existe un temps de récupération de masse optimal pour un système de refroidissement par adsorption avec couplage solaire direct [107].

Les figures (1.27) et (1.28) illustrent mieux la différence entre le cycle à seul étage (sans récupération de masse en présence d'un seul lit adsorbant) et le cycle étagé (avec récupération de masse en présence de multiples lits adsorbants).

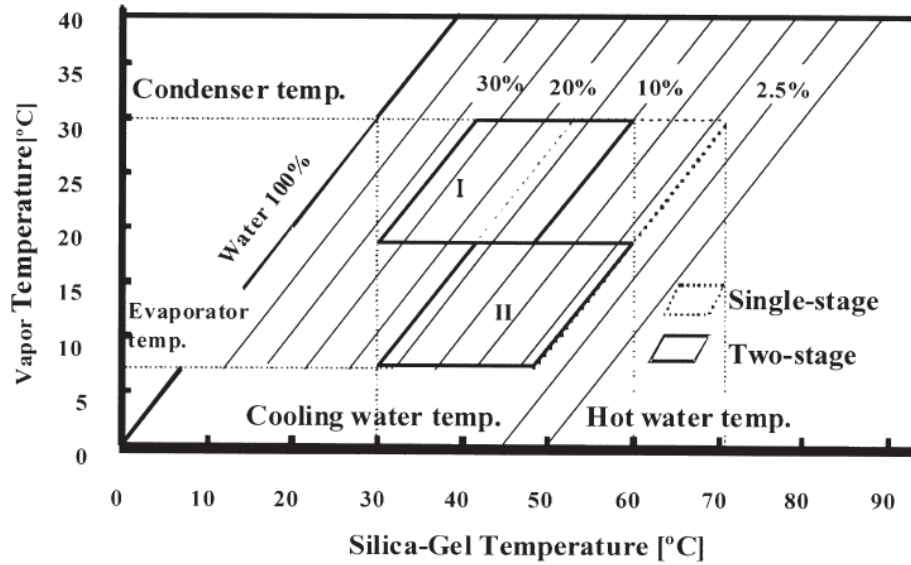


Fig. 1.27 : Diagramme conceptuel de Dühring pour le cycle à deux étages [78].

À la fin de chaque demi-cycle, un adsorbeur est froid et l'autre est chaud. Pendant ce temps, le premier est à basse pression (P_e) et doit être pressurisé jusqu'à la pression du condenseur, l'autre à haute pression (P_c) et doit être dépressurisé jusqu'à la pression de l'évaporateur. Avec un seul tube entre les adsorbeurs et une vanne à vapeur, une partie de cette pressurisation/dépressurisation peut être obtenue en transférant la vapeur de ce dernier adsorbeur vers le premier. Il s'agit du processus interne de récupération de la vapeur comme le montre la figure (1.28) : à la fin de chaque demi-cycle (figure (1.28.A)), les deux adsorbeurs sont interconnectés par la phase de vapeur (figure (1.28.B)). En raison de la désorption, la pression dans l'adsorbeur 1 diminue alors que dans l'adsorbeur 2 augmente à cause de l'adsorption. La récupération interne de la vapeur est traitée jusqu'à ce que les deux adsorbeurs atteignent la même pression (figure (1.28.D)). Après cela, le demi-cycle suivant commence par des conditions isothermiques globales (figure (1.28.C)) [108].

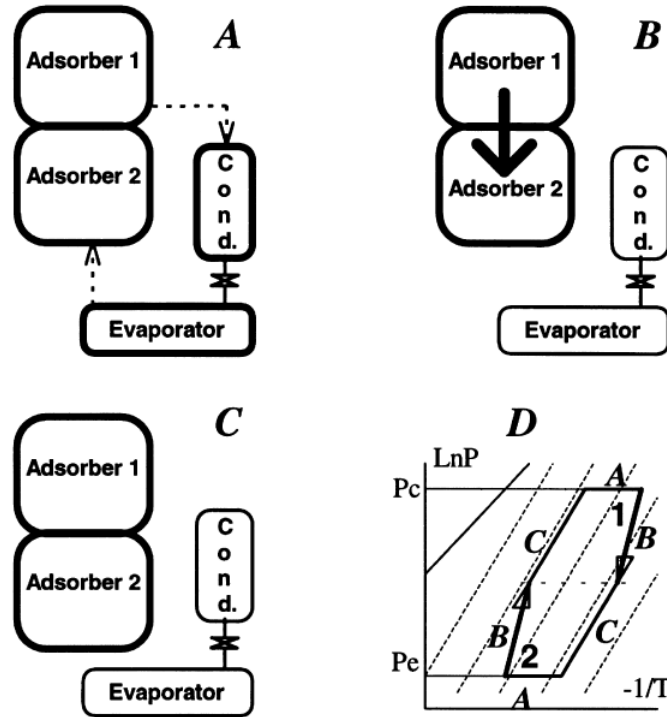


Fig. 1.28 : Description de l'opération de récupération interne de vapeur [108].

La température de génération pour un cycle étagé est inférieure à celle du cycle à un seul étage, ce qui permet au système de multiples lits adsorbants de fonctionner à des basses températures. En outre, la masse recyclée avec le cycle à multi-étages pendant la phase de désorption ou la phase d'adsorption est supérieure à celle avec un cycle à seul étage, ce qui permet d'élever la capacité du système à générer le froid.

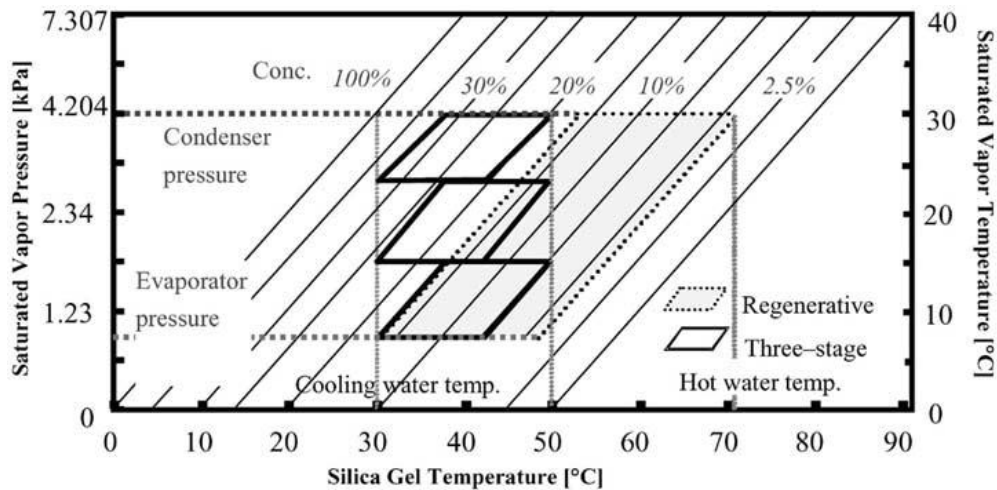


Fig. 1.29 : Diagramme conceptuel de Dühring pour le cycle à trois étages [109].

Les refroidisseurs à adsorption à un étage ne peuvent pas fonctionner lorsque la température de la source d'alimentation tombe au-dessous de 60 °C. La régénération progressive des lits adsorbants

est nécessaire pour utiliser cette basse température afin de produire un refroidissement. Le cycle à deux étages réduit l'élévation de la température de régénération en divisant l'augmentation de la pression de vapeur du fluide frigorigène, de la pression d'évaporation à la pression de condensation, en deux étapes progressives [105].

7.2.2. Cycle avec récupération de chaleur (Cycle de régénération) et possibilité d'un cycle continu

Lorsque l'appareil dispose de deux adsorbeurs, à l'aide de la récupération de chaleur, une partie de la chaleur rejetée par un adsorbeur peut être transférée pour préchauffer l'autre adsorbeur [1, 18]. Grâce à cette récupération de chaleur, le coefficient de performance COP est augmenté [18].

Les deux adsorbeurs identiques fonctionnent du même cycle, mais en phases inversées, de sorte que la récupération de chaleur (Q_r) obtenue d'un adsorbeur est transférée à l'autre jusqu'à une différence fixe de température ΔT_r est atteint entre les deux lits, fournissant ainsi une production d'énergie utile continue. Théoriquement, le cycle correspondant se compose de deux isostères et deux isobars, comme il est illustré dans le diagramme de Clapeyron de la figure (1.30) [103].

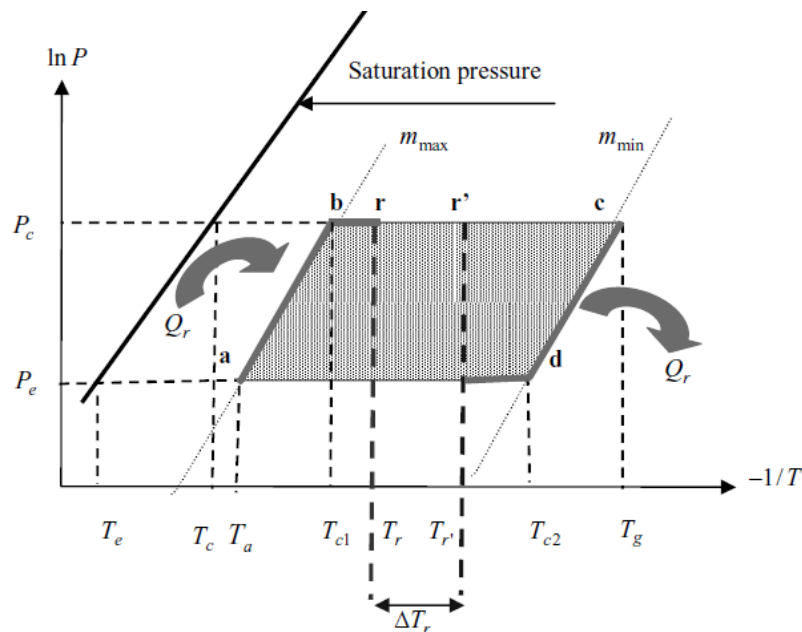


Fig. 1.30 : Cycle idéal de régénération à adsorption dans le diagramme de Clapeyron [103].

Pour expliquer mieux l'amélioration de la performance à apporter à travers du cycle de régénération ci-dessus (figure (1.30)), on définit deux coefficients de performance, COP pour un cycle simple sans régénération et COP_r pour un cycle de régénération. Le COP de cycle simple est donné par :

$$COP = \frac{Q_f}{Q_{ac}} \quad (1.1)$$

Alors que le COP_r de cycle de régénération est donné par :

$$COP = \frac{Q_f}{Q_{ac} - Q_r} \quad (1.2)$$

Le rapport entre le COP_r et le COP peut donner la relation suivante [103] :

$$COP_r = \frac{COP}{1 - r} \quad (1.3)$$

Dans le cycle de récupération de chaleur, la puissance de chauffage de l'adsorbeur Q_{ac} , provenant de la ressource de chaleur, diminue [36]. Le coefficient de récupération de chaleur r ou de génération est défini comme suit [103] :

$$r = \frac{Q_r}{Q_{ac}} \quad (1.4)$$

Le concept de récupération de chaleur est introduit dans le système de réfrigération à adsorption afin d'améliorer le COP [36]. Évidemment, pour un cycle idéal, $r = 0$ pour le processus sans récupération de chaleur et $r = 1$ pour le processus avec récupération de chaleur. Plus que la quantité de chaleur récupérée Q_r est élevée plus que r est grand et plus que le COP_r est amélioré.

Une étude théorique et expérimentale a été effectuée par Cho et Kim [110] sur la récupération d'une chaleur résiduelle à basse température, à l'aide d'un système de refroidissement par adsorption utilisant le gel de silice. Le système est composé de quatre éléments : deux adsorbeurs, un condenseur et un évaporateur (figure (1.31)). Sa capacité de production du froid était de 1.2 RT (1 RT = 3.5168525 kW) pour produire de l'eau glacée à 4-7 °C. Un modèle numérique a été développé qui peut prédire les performances thermiques du système. La prédiction du modèle a montré un bon accord avec les données expérimentales.

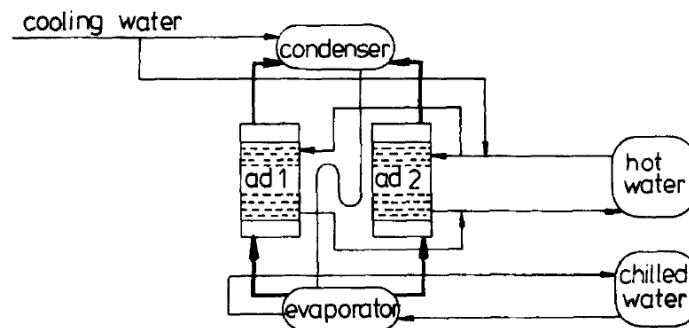


Fig. 1.31 : Schéma de principe de l'installation expérimentale de Cho et Kim [110] .

Suivant la conception de refroidisseur à adsorption à plusieurs lits, proposée par Chua et al. [100], un refroidisseur à quatre lits génère une puissance frigorifique supérieure de 70 % à celle d'un refroidisseur classique à deux lits, avec le même débit de fluide caloporteur et la même température de la source de chaleur récupérée. De la même manière, un refroidisseur à six lits génère une puissance frigorifique supérieure de 40 % à celle d'un refroidisseur à quatre lits [100].

7.2.2.1. Cycle d'onde thermique

Le cycle de l'onde thermique a d'abord été proposé pour l'adsorption par Shelton et al. [111, 112] (figure (1.32)). Pour le processus de récupération de chaleur avec une température uniforme, la chaleur est transportée d'un adsorbent chaud vers un adsorbent froid. Le coefficient de récupération de chaleur est limité parce que l'adsorbent préalablement froid ne peut pas être plus chaud que l'adsorbent précédemment chaud [36].

Théoriquement, ce processus peut se poursuivre jusqu'à ce que les températures des deux adsorbents soient similaires, mais pour des raisons pratiques, elles s'arrêtent habituellement lorsque la différence entre les températures est comprise entre 5 et 15 ° C [113]. Il existe une seule boucle de fluide de transfert de chaleur pour le processus des ondes thermiques, et, selon ce processus, on a cru que la chaleur peut être restaurée à partir de l'adsorbent à basse température et transférée à l'adsorbent à haute température [36].

Les adsorbents sont connectés à un dissipateur de chaleur et à une source de chaleur, pour terminer, respectivement, l'adsorption et le processus de génération. En raison de cette gestion de la chaleur, environ 35 % de l'énergie totale transmise à chaque adsorbent peut être récupérée en interne [113].

Le fluide de transfert de chaleur circule en quatre composants : adsorbent 1 en phase d'adsorption, source de chaleur, adsorbent 2 en phase de désorption et dissipateur de chaleur (figure (1.32)). La chaleur d'adsorption dégagée de l'adsorbent 1 est récupérée par le fluide caloporteur et transférée à l'adsorbent 2, et seule une énergie thermique limitée est requise de la source de chaleur, car environ 65 % de l'énergie totale reçue par chaque adsorbent peut être récupérée en interne [104].

On peut s'attendre à des COPs supérieurs avec des cycles qui utilisent un processus de régénération de la chaleur, qui est également appelé « onde thermique ». Les températures du fluide d'entrée (points A et C sur la figure (1.32)) sont les mêmes que les températures du dissipateur de chaleur et de la source de chaleur, respectivement. Les températures du fluide de sortie (points B et D) se changent avec le temps [113].

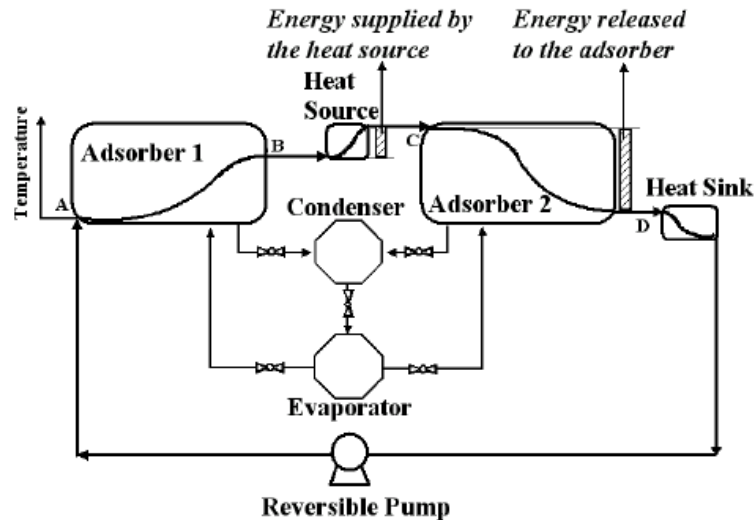


Fig. 1.32 : Schéma de récupération de chaleur par processus d'onde thermique [113].

7.2.2.2. Cycle d'onde convective

Les cycles d'onde thermique souffrent normalement d'une faible densité de puissance en raison d'un faible transfert de chaleur à travers le lit adsorbant. Plutôt que de tenter de chauffer directement le lit, il est possible de chauffer le gaz réfrigérant à l'extérieur du lit et de le faire circuler dans le lit afin de chauffer le sorbant. La surface élevée des grains conduit à un transfert de chaleur très efficace [114]. Par conséquent, Critoph [115, 116] a présenté une version modifiée d'un cycle d'onde thermique, connu sous le nom de « cycle d'onde thermique convective ». Le concept est le même que le cycle de l'onde thermique, cependant, le fluide thermique pour le chauffage et le refroidissement vers les lits est initié par le réfrigérant lui-même, de sorte que le transfert de chaleur entre le fluide thermique et le lit d'adsorption est un transfert de chaleur à contact direct, qui est incorporé à transfert de masse dans le système [114].

7.2.3. Combinaison de récupération de chaleur et de récupération de masse

Le SCP du cycle avec la récupération de la chaleur et de masse ensemble (processus de récupération combiné) est supérieur à celui des cycles conventionnels avec récupération de masse ou récupération de chaleur indépendamment [97].

Dans l'analyse de performance d'un réfrigérateur à adsorption utilisant du charbon actif comme adsorbant, Lu et al. [117] ont reporté que les performances de la réfrigération par adsorption sont influencées par les opérations de récupération de chaleur et de masse. Le SCP moyen obtenu pour le cycle sans processus de récupération de chaleur ou de masse, avec récupération de masse

seulement et avec récupération de chaleur et de masse sont respectivement de 514.3 W/kg, 797.5 W/kg et 1026.2 W/kg.

La figure (1.33) montre le schéma d'un refroidisseur à adsorption conçu par Wang et al. [118, 119] avec les deux modes, la récupération de chaleur et la récupération de masse. Ce nouveau refroidisseur de gel de silice-eau est composé de trois chambres fonctionnelles, à savoir : A, B et C. Les chambres A et B sont des chambres de désorption/adsorption et chacune d'elles comprend un condenseur et un adsorbeur, tandis que la chambre C comprend l'évaporateur.

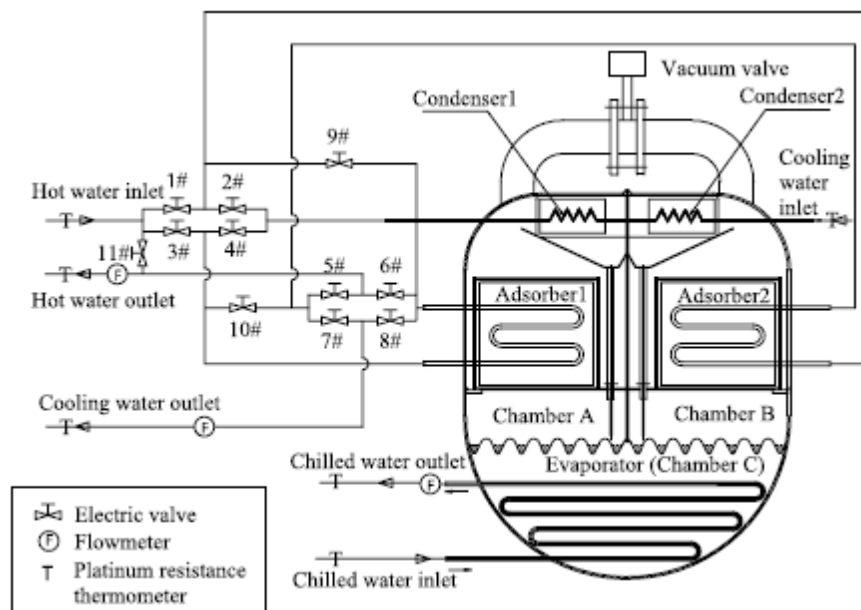


Fig. 1.33 : Schéma de refroidisseur à adsorption conçu par Wang et al. [118].

Le cycle A-B-C-D-E-F-A sur la figure (1.34) est le cycle idéal pour ce refroidisseur à adsorption. Les processus A-B et D-E sont des processus de récupération de chaleur et les processus B-C et E-F représentent respectivement les phases de chauffage-désorption et refroidissement-adsorption. Les processus C-D et F-A sont des processus de récupération de masse. La désorption se produit dans l'ensemble des processus A-B-n-C-q-D et l'adsorption se fait dans l'ensemble des processus D-E-m-F-p-A. [118].

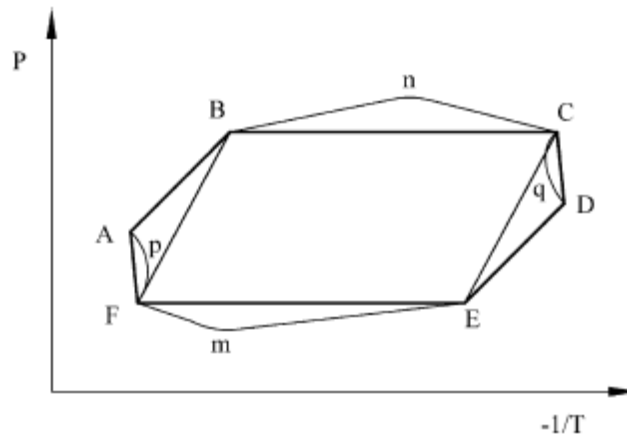


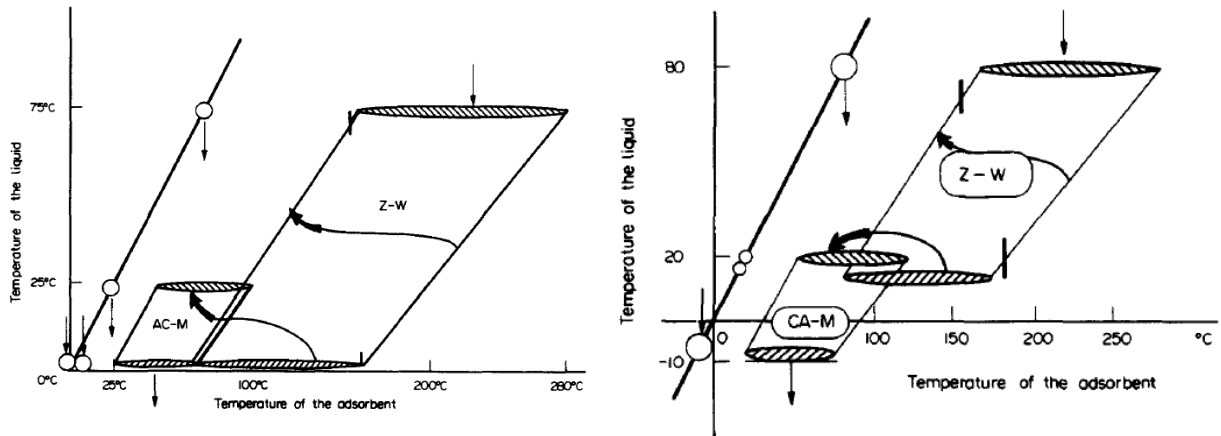
Fig. 1.34 : Diagramme P-T pour le cycle idéal et le cycle pratique du refroidisseur conçu par Wang et al. [118].

7.2.4. Cycle en cascade

Parmi les améliorations du cycle de réfrigération à adsorption est le cycle en cascade. Les possibilités exactes des cycles en cascade utilisant plusieurs couples n'ont pas encore été discutées en détail [120] et très peu de données expérimentales sont disponibles [121].

Meunier [120] a présenté une illustration de certaines possibilités de ces cycles en cascade et après deux ans presque Douss et Meunier [121] ont procédé à une étude expérimentale.

Rappelons d'abord que les couples de zéolite-eau et de charbon actif-méthanol ont des propriétés d'adsorption très distinctes. Le couple zéolite-eau présente une grande élévation de température (environ 70 °C), tandis que le couple de charbon-méthanol actif présente une petite élévation de température (environ 30 °C). Les conséquences de cette différence sont très importantes, d'abord, il n'y a aucun avantage à déclencher le charbon actif à haute température lorsqu'il est intéressant de tirer la zéolite à haute température, deuxièmement, le charbon actif doit être refroidi à basse température ce qui n'est pas le cas pour la zéolite. En outre, le couple charbon-méthanol actif n'est pas stable à haute température, de sorte qu'il ne soit pas recommandé d'utiliser ce couple à une température supérieure à 150 °C. Ces remarques nous conduisent à étudier des cycles à l'aide du couple zéolite-eau à une température régénératrice élevée lorsque le couple charbon-méthanol active est utilisé à basse température d'adsorption. Cette combinaison offre les possibilités suivantes : cogénération de chaleur et de froid avec une élévation de température importante, production de froid à des températures allant de - 10 °C à 10 °C et production de chaleur à un niveau de température suffisamment élevé pour générer de la vapeur [120]. La figure (1.35) illustre deux exemples du cycle en cascade.



Exemple 1

Exemple 2

Fig. 1.35 : Exemples du cycle en cascade [120].

Un cycle intermittent charbon actif -méthanol à basse température de régénération est stimulé par un cycle de zéolite-eau en utilisant deux adsorbents (figure (1.36)). Dans ce cycle, seulement deux niveaux de température sont utilisés pour les fluides de travail (la même température d'évaporation et la même température de condensation sont utilisées pour l'eau et le méthanol). La chaleur d'adsorption à basse température du cycle de la zéolite est utilisée comme chaleur régénérative pour le cycle du charbon actif [1].

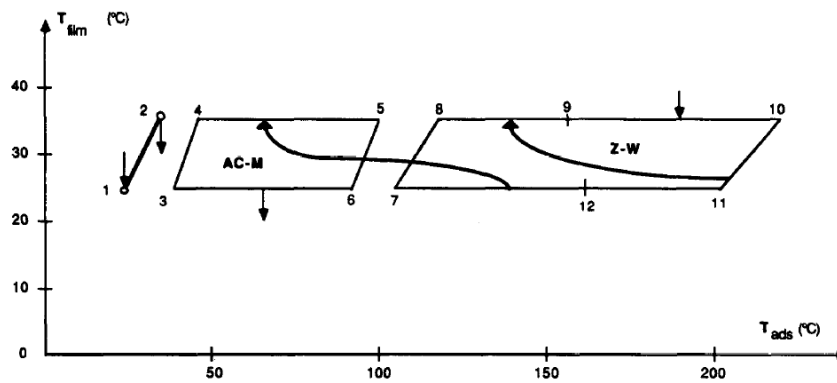


Fig. 1.36 : Cycle à adsorption en cascade utilisant les couples zéolite-eau et charbon actif-méthanol [1].

7.3. Conceptions avancées du lit adsorbant

Le lit adsorbant est l'élément le plus important d'une unité de refroidissement à adsorption. En raison de la mauvaise conductivité thermique des matériaux adsorbants utilisés couramment dans les unités de refroidissement par adsorption, les conditions de transfert de chaleur et de masse dans le lit adsorbant qui affectent la performance de système doivent être soigneusement étudiées lors

de la conception du lit. En conséquence, en tenant compte de ces effets, le temps de cycle de l'unité de refroidissement et le poids du lit adsorbant peuvent être considérablement réduits [73].

Pour obtenir un lit adsorbant à haute performance, il existe des méthodes de base optimisant la conception du lit. La première consiste à accélérer le passage de la chaleur absorbée par le collecteur au lit adsorbant, pour la désorption de l'adsorbat en améliorant le transfert de chaleur dans le lit adsorbant. La seconde consiste à agrandir les canaux de transfert de masse dans le lit adsorbant pour permettre à l'adsorbat d'être désorbé dans le condenseur dès que possible, donc maintenir la pression stable dans le lit adsorbant en favorisant plus de désorption de l'adsorbat. La troisième consiste à utiliser le matériau du lit adsorbant avec une faible capacité calorifique pour réduire la consommation d'énergie du lit adsorbant. La dernière est d'améliorer l'isolation thermique du lit adsorbant pour diminuer la perte de chaleur [122].

7.3.1. Utilisation des collecteurs solaires performants

D'une part, les collecteurs solaires avancés présentent des rendements élevés et, d'autre part, les cycles régénératifs à adsorption présentent des perspectives très encourageantes. Si le COP thermique est supérieur à 1, le refroidissement par adsorption peut devenir compétitif avec le refroidissement par compression électrique de vapeur. Dans ce cas, il serait préférable d'utiliser la chaleur du collecteur solaire avancé pour déclencher une unité de refroidissement par adsorption, plutôt que de produire de l'électricité et ensuite utiliser un compresseur de vapeur [5].

7.3.1.1. Concentrateur parabolique composé CPC

Un saut majeur a été obtenu dans le COP nette pour le refroidissement solaire en introduisant des concentrateurs solaires, qui offrent une augmentation significative de l'efficacité de la collecte tout en conservant la possibilité d'une livraison à haute température [10].

Headley et al. [123] ont utilisé un concentrateur parabolique composé CPC (Compound parabolic concentrator), afin d'alimenter un réfrigérateur à adsorption intermittent pour produire de la glace (figure (1.37)). L'avantage majeur de ce système est sa capacité de produire de la glace même en jours nuageux. D'ailleurs, le coût du chauffage par le CPC est d'environ moitié moins cher que le coût du chauffage en utilisant l'énergie électrique.

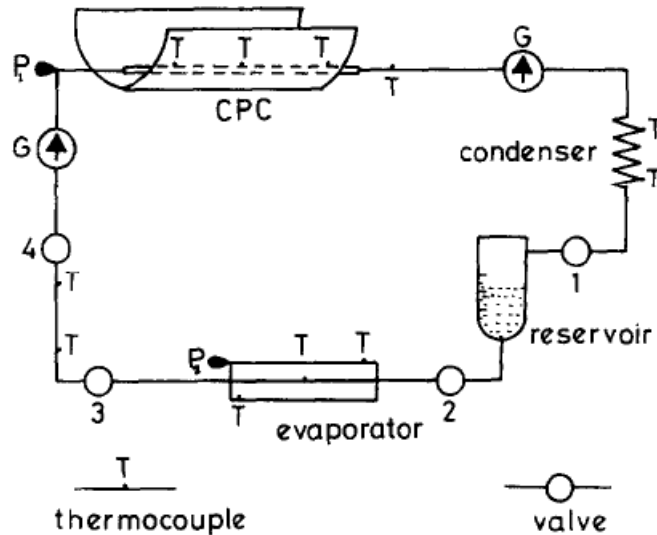


Fig.1.37 : Principe de réfrigérateur solaire à adsorption utilisant un concentrateur parabolique (CPC) [123].

Un refroidisseur à adsorption alimenté par un collecteur solaire CPC (figure (1.38)) a été étudié analytiquement sous l'état climatique de Tokyo au Japon par Alam et al. [124]. Il a été constaté que le refroidisseur offre une capacité de refroidissement d'environ 10 kW à midi, avec les conditions de base de fonctionnement, tandis que le COP du cycle et le COP solaire sont 0.55 et 0.3, respectivement.

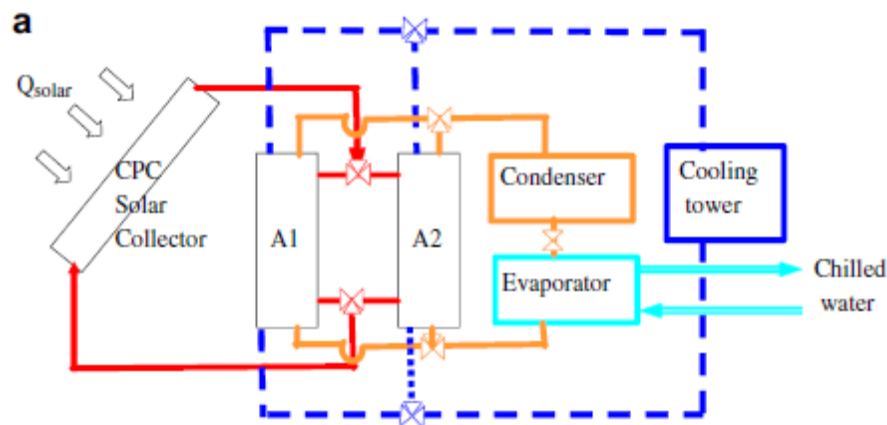


Fig. 1.38 : Schéma du refroidisseur alimenté par un collecteur solaire CPC étudié par Alam et al. [124].

7.3.1.2. Concentrateur cylindro-parabolique PTC

Le concentrateur cylindro-parabolique PTC (Parabolic trough collector) a déjà été considéré par la suite dans d'autres études [20, 125, 126]. El Fadar et al. [20] ont modélisé un système de réfrigération par adsorption à cycle continu, consistant à deux lits adsorbants et équipé d'un concentrateur cylindro-parabolique (PTC). Le schéma de ce système est illustré dans la figure

(1.39). Il pourrait produire un refroidissement utile quotidien de 2515 kJ par 0.8 m² de surface de collecteur.

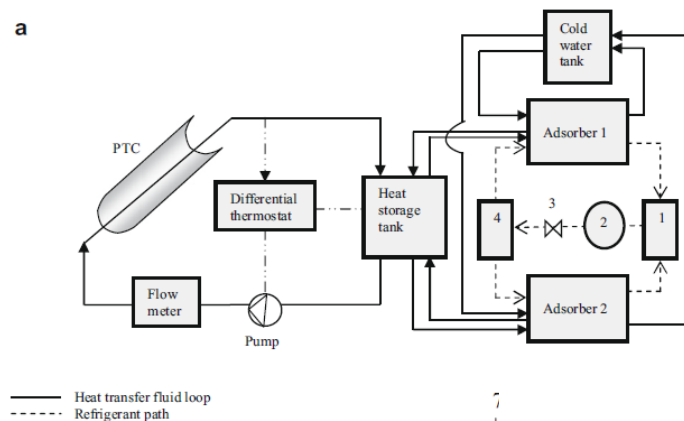


Fig. 1.39: Schéma de principe du système de réfrigération solaire par adsorption à cycle continu : 1. Condenseur ; 2. Réservoir d'ammoniac ; 3. Valve de détente ; 4. Évaporateur [20].

7.3.2. Intégration du fluide caloporteur

L'utilisation des tubes d'évacuation de chaleur (fluide caloporteur comme l'eau) au sein du lit adsorbant au lieu de le mettre exposé directement à la source chaude ou la source froide peut élever l'efficacité du lit. El Fadar et al. [20, 125, 126] ont étudié le couplage du collecteur solaire à concentration parabolique (PTC : Parabolic trough collector) avec l'intégration des tubes d'évacuation de chaleur pour le réfrigérateur à adsorption. Par rapport à d'autres systèmes équipés des capteurs plans ou à tubes d'évacuation, les résultats prévus ont illustré la capacité du système proposé d'atteindre une haute performance due à une efficacité élevée de PTC et une forte densité de flux de chaleur.

Plusieurs types d'échangeurs de chaleur ont été sélectionnés comme adsorbants, tels que l'échangeur de chaleur à coquille et à tubes, échangeur de chaleur à tubes plats, échangeur de chaleur à plaques plates et échangeur de chaleur à plaques-ailettes [127]. Wang et al. [127] ont développé des adsorbants en plaques spirales qui ont été incorporés dans un réfrigérateur pour la fabrication de la glace. Les tests de performance ont donné de bons résultats.

L'adsorbant avec une bonne conception des canaux de flux de gaz donne une meilleure performance [80]. Critoph et Metcalf [128] ont simulé la conception d'un lit adsorbant basée sur une couche de charbon de 2 mm d'épaisseur avec des plaques en acier inoxydable de 0.2 mm et des canaux de fluide de 0.5 mm d'épaisseur (figure (1.40)).

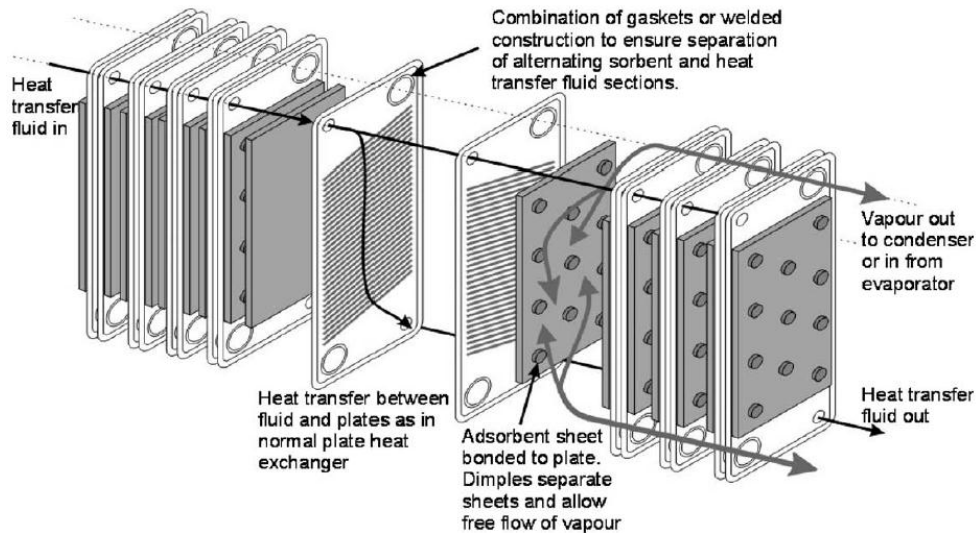


Fig. 1.40 : Schéma de principe du lit adsorbant avec un échangeur à plaques [128].

7.3.3. Utilisation des ailettes de transfert de chaleur

L'approche pour améliorer le transfert de chaleur peut être d'améliorer la conductivité intrinsèque du lit adsorbant ou de compter sur de petites longueurs thermiques dans l'adsorbant combiné avec l'utilisation d'ailettes ou de surfaces similaires [128]. Parce que la conductivité thermique de l'adsorbant est faible, l'utilisation d'ailettes pour améliorer le transfert de chaleur est très importante à l'intérieur de l'adsorbant de collecteur [61].

Le comportement réel d'un adsorbant solaire tubulaire équipé d'ailettes extérieures (figure (1.41)) et chauffé par l'énergie solaire, destiné à une machine frigorifique solaire à adsorption, a été simulé par Louajari et al. [129]. Les résultats ont montré que le diamètre optimal de l'adsorbant avec les ailettes est supérieur à celui sans ailettes, ainsi que la masse cyclée à travers un adsorbant avec des ailettes est supérieure à celle sans ailettes et la température maximale atteinte dans l'adsorbant avec les ailettes est plus élevée (97 °C) que celle dans l'adsorbant sans ailettes (77 °C). En conséquence, les performances de la machine frigorifique solaire à adsorption avec un adsorbant équipé d'ailettes sont supérieures à celles de la machine avec un adsorbant sans ailettes [129].

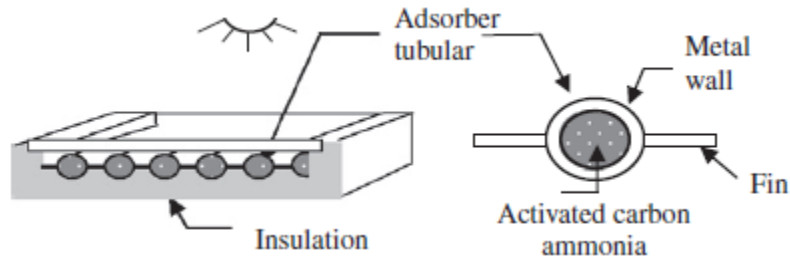


Fig. 1.41 : Adsorbeur solaire tubulaire équipé d'ailettes externes (Fins) [129].

L'effet de la hauteur et de l'espacement des ailettes annulaires et carrées sur le SCP et le COP a été étudié par Niazmand et al. [130]. Pour les deux formes d'ailettes, le COP augmente et le SCP se diminue à mesure que la hauteur de l'ailette augmente, alors que le COP est moins sensible à l'espacement des ailettes par rapport à la hauteur et la variation du SCP avec l'espacement des ailettes est principalement attribuée au temps de cycle. Le temps de cycle augmente considérablement à mesure que la hauteur de l'ailette augmente, bien que cet effet soit plus prononcé pour le lit avec des ailettes carrées. Si les critères de comparaison sont une échelle de longueur ou une échelle de masse identique, le lit avec des ailettes annulaires a un temps de cycle plus court que le lit à ailettes carrées [130].

Un collecteur solaire avec un lit absorbant tubulaire à ailettes internes (figures (1.42) et (1.43) a été conçu et optimisé par Ji et al. [122]. Les résultats ont montré que la structure du lit absorbant tubulaire à ailettes métalliques de grand diamètre pourrait améliorer considérablement le transfert de chaleur et de masse et améliorer ainsi la performance du système.



Fig. 1.42 : Configuration du lit tubulaire à ailettes internes [122].

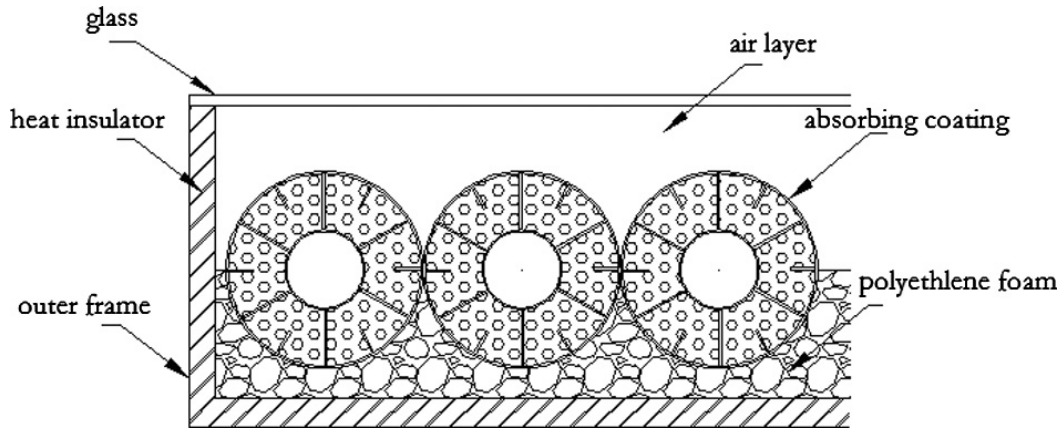


Fig. 1.43 : Schéma de coupe du collecteur avec lit absorbant tubulaire à ailettes internes [122].

Dans la conception d'un système expérimental de refroidissement à adsorption décrit par Zhang [131] (figure (1.44)), douze ailettes radiales réparties symétriquement dans l'adsorbant et soudées au tube intérieur sont utilisées, pour intensifier la conduction de chaleur dans le lit. Les particules adsorbantes sont emballées à l'extérieur du tube intérieur, entre les ailettes et entourées d'un filet en acier inoxydable pour donner un espace de passage de vapeur d'eau entre le filet et le tube extérieur.

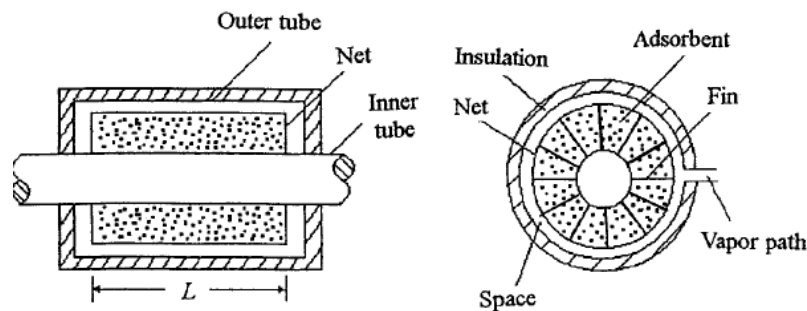


Fig. 1.44 : Schéma de l'adsorbeur montrant les deux tubes, les ailettes, le filet, l'isolation et l'adsorbant [131].

Un modèle donnant les performances thermodynamiques d'un réacteur à ailettes cylindriques (figure (1.45)) d'un réfrigérateur à adsorption a été établi par Al Mers et al. [132]. Les résultats ont démontré que l'augmentation du nombre d'ailettes permet de réduire sensiblement les pertes de chaleur du réacteur vers l'ambiance. Le nombre d'ailettes correspondant à une performance optimale varie entre 5 et 6 et permet d'augmenter le COP solaire de la machine d'environ 45 %.

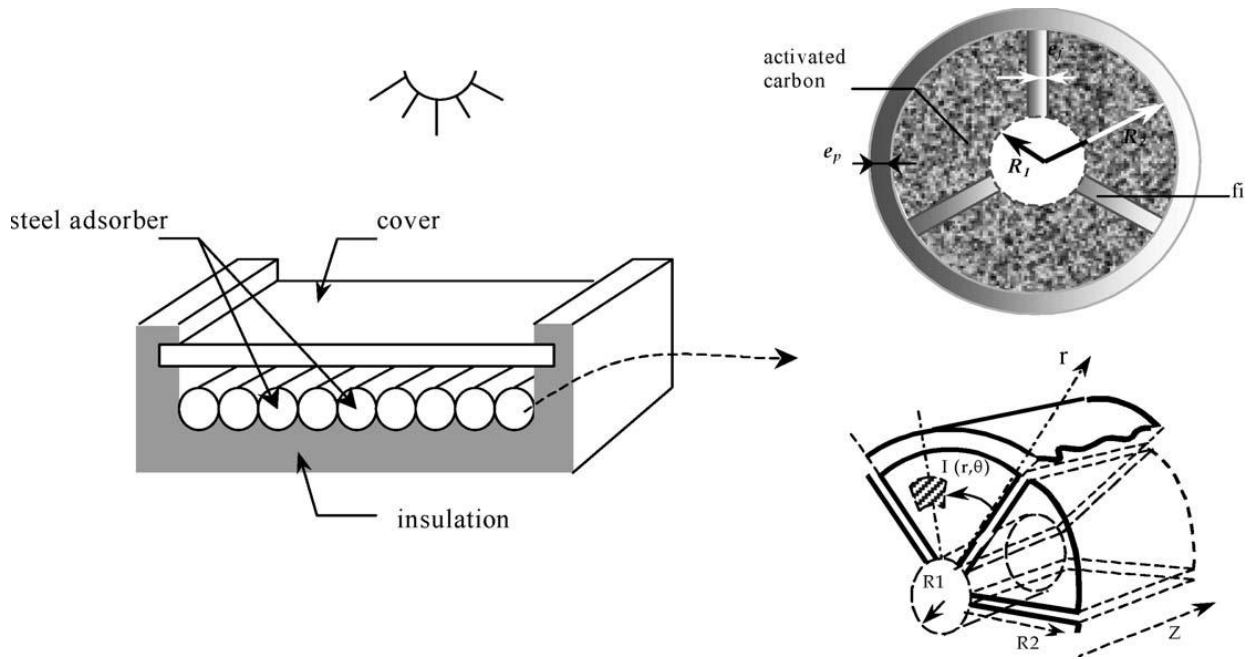


Fig. 1.45 : Schéma du réacteur solaire étudié par Al Mers et al. [132].

El Fadar [133] a fait une étude de l'effet des ailettes internes sur le comportement thermique de l'adsorbant et la performance d'un système de refroidissement solaire à adsorption (figure 1.46). L'analyse du comportement thermique de l'adsorbant indique que le transfert de chaleur et de masse dans l'adsorbant est amélioré en augmentant le nombre d'ailettes. Les résultats indiquent également que le coefficient de performance thermique est amélioré en augmentant le nombre d'ailettes. Cependant, il a été constaté qu'il existe un intervalle optimal de nombre d'ailettes variant de 15 à 20 qui permet d'obtenir une performance optimale. L'intervalle correspondant à l'espacement des ailettes se situe entre 4 et 5.2 cm.

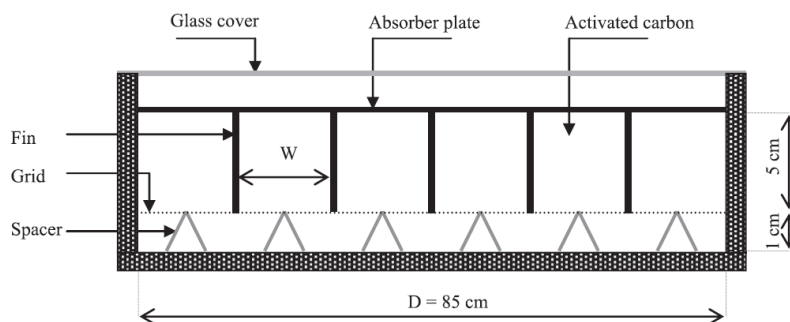


Fig. 1.46 : Schéma de l'adsorbeur solaire avec des ailettes internes [133].

7.3.4. Conception d'un lit fluidisé

Compte tenu du mauvais transfert de chaleur et de masse dans l'adsorbent conventionnel à lit fixe, un lit fluidisé (figure (1.47)) a été proposé et conçu par Wang et al. [134]. L'adsorbent à lit fluidisé se compose d'une coque, d'un verre de visualisation, d'un échangeur de chaleur, d'un séparateur cyclonique et d'un distributeur de vapeur. Au sommet de l'adsorbent, un séparateur cyclonique est utilisé pour séparer les particules de l'adsorbent de la vapeur de fluide frigorigène et, au fond, un distributeur de vapeur est utilisé pour distribuer la vapeur de réfrigérant entrante aussi uniformément que possible. Les résultats expérimentaux ont montré que le transfert de chaleur et de masse peut être significativement amélioré dans l'adsorbent à lit fluidisé proposé, soit pour l'adsorption ou la désorption et un SCP plus élevé peut s'atteindre, ce qui donne une nouvelle approche pour surmonter l'inconvénient inhérent du mauvais transfert de chaleur et de masse dans le réfrigérateur classique à adsorption [134].

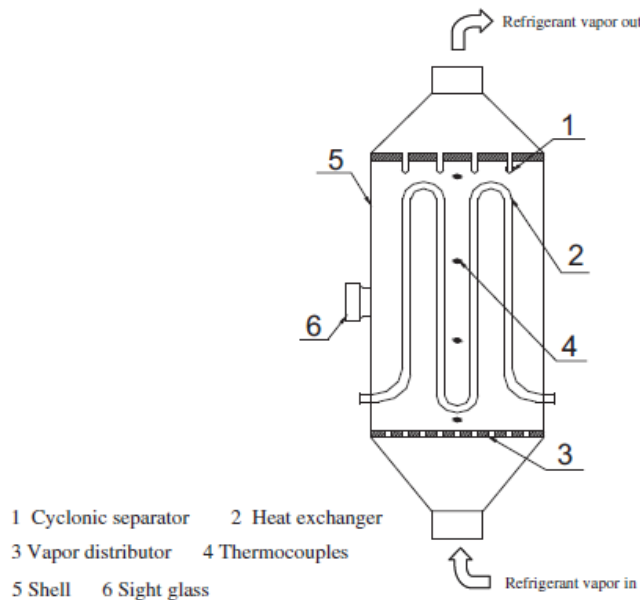


Fig. 1.47 : Schéma du lit fluidisé [134].

7.3.5. Optimisation d'épaisseur de paroi de lit

Ramji et al. [135] ont fait une étude de l'effet de l'épaisseur de la paroi interne de l'adsorbent en acier inoxydable sur la température de désorption et les performances de refroidissement, d'un système de conditionnement d'air à adsorption à base de charbon actif-méthanol alimenté par la chaleur d'échappement (figure (1.48)). Il a été prouvé que la valeur optimale de ce paramètre devrait être de 15-20 mm, ce qui offre un taux de transfert de chaleur plus faible pour maintenir le système sous une température de désorption opérationnelle en tout temps. L'épaisseur de paroi de

l'adsorbent doit être considéré comme étant l'un des paramètres importants pour un transfert de chaleur approprié et un taux amélioré d'adsorption-désorption du système.

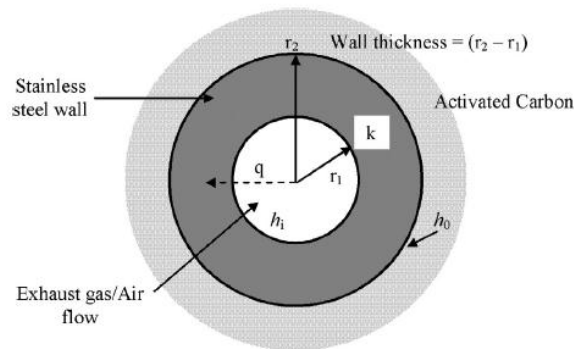


Fig. 1.48 : Schéma simple de l'adsorbent [135].

7.3.6. Intégration de morceaux métalliques et utilisation de réflecteurs

Parmi les améliorations de transfert de chaleur au sein de la machine frigorifique à adsorption, le prototype expérimental du réfrigérateur solaire à adsorption proposé par Khattab [136] (figure (1.49)). Il se compose du lit adsorbant, d'un condenseur et d'un évaporateur. Le lit adsorbant a été modifié à un récipient circulaire avec une faible épaisseur pour augmenter la surface exposée au soleil et assurer une répartition uniforme de la température dans le lit. Le lit adsorbant contient de petits granules de charbon. Pour augmenter la conductivité du lit, quatre types de conception de lit sont proposés. Le Type 1 : des mailles métalliques noires sont placées sur les deux faces du lit circulaire, Type 2 : des plaques métalliques noires sont placées sur les deux faces du lit, Type 3 : les grains de charbon de bois sont mélangés avec de petits morceaux d'acier noirci et pour le Type 4, ils sont collés avec de petits morceaux d'acier noirci. Les petits morceaux noircis sont recouverts d'une bonne fixation métallique puis mélangés avec du charbon et comprimés à l'intérieur du lit. Quatre types d'arrangements de réflecteurs plans sont utilisés pour chauffer le lit adsorbant. Les détails de chaque type sont indiqués sur la figure (1.50). Les angles d'inclinaison des arrangements de réflecteurs sont choisis respectivement pour recevoir une entrée d'énergie maximale à midi pendant l'année. Les résultats des tests ont montré que le modèle équipé de la technique du lit Type 4 et de l'arrangement du réflecteur Type C donne les meilleures performances.

Un modèle mathématique a été développé par la suite par Khattab [137] pour simuler et optimiser les performances du lit adsorbant (figure (1.49)). Il a trouvé, en vertu de l'utilisation de l'arrangement de réflecteurs proposés, que l'apport d'énergie solaire introduite au système s'augmente surtout dans le climat froid.

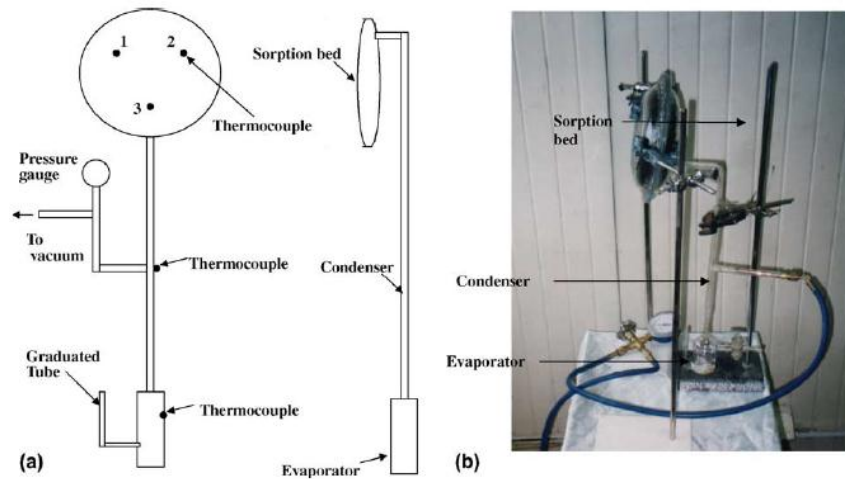


Fig. 1.49 : Réfrigérateur solaire à adsorption de Khattab [136].

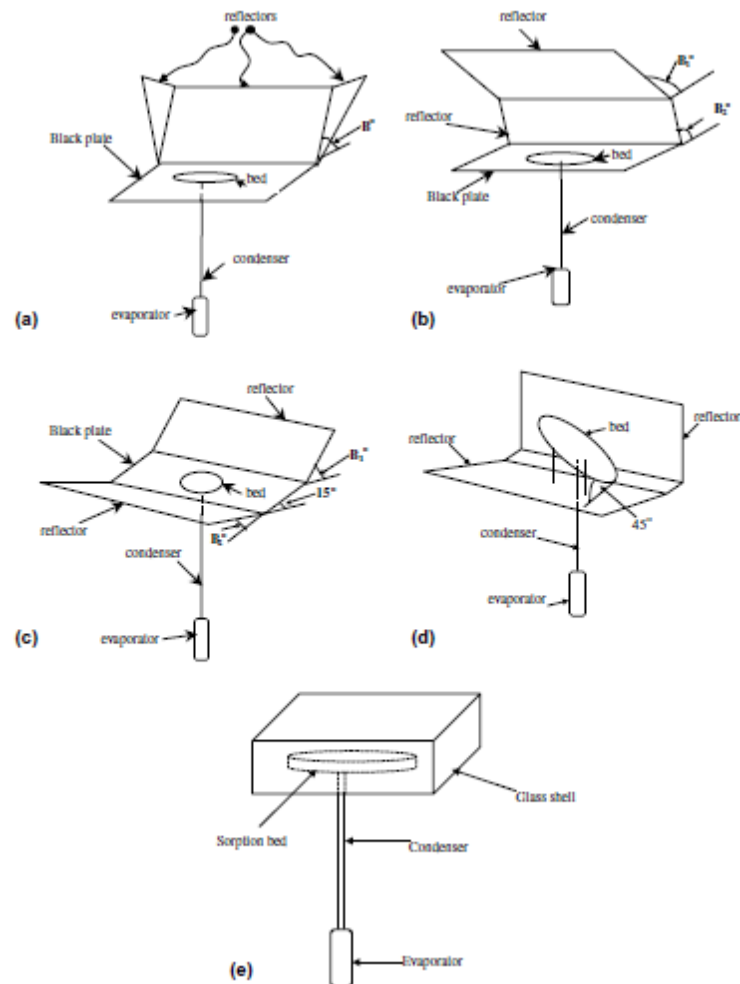


Fig. 1.50 : Différents types d'arrangements de réflecteur du réfrigérateur solaire à adsorption de Khattab [136].

7.4. Amélioration du matériau adsorbant

L'amélioration de la performance du système à adsorption consiste à développer de nouveaux matériaux adsorbants bien adaptés à la régénération thermique à basse température [49].

Afin de fabriquer un type d'adsorbant efficace avec de bonnes performances de transfert de chaleur et de masse, ainsi que d'améliorer la stabilité des adsorbants chimiques, les adsorbants composites ont été développés. Les adsorbants composites sont le mélange des adsorbants chimiques et des matériaux poreux et ils présentent les avantages des adsorbants chimiques et des matrices poreuses et peuvent améliorer efficacement les performances de transfert de chaleur et de masse, ainsi que d'améliorer la stabilité des performances d'adsorption chimique [36].

La performance totale du transfert de chaleur est influencée par la conductivité thermique des adsorbants granulaires, qui est généralement faible. Pour améliorer le coefficient de transfert de chaleur total, une méthode consiste à développer les adsorbants solidifiés avec la matrice d'intensification du transfert de chaleur, telle que la poudre métallique, la mousse métallique et le graphite expansé, ce qui pourrait améliorer la conductivité thermique et le coefficient de transfert de chaleur par côté solide. Les adsorbants consolidés, y compris les adsorbants physiques consolidés et les adsorbants composés consolidés, pourraient améliorer considérablement la conductivité thermique. Les adsorbants composites ont également des inconvénients et c'est le processus complexe de développement des adsorbants. Il nécessite un rapport raisonnable entre l'adsorbant chimique et la matrice poreuse, la quantité de remplissage raisonnable des adsorbants à l'intérieur des adsorbants, ainsi que la densité compacte raisonnable si les adsorbants composites sont solidifiés dans le processus de développement [36].

Wang et al. [138] ont testé des performances d'adsorption de trois types d'adsorbants, à savoir : un adsorbant composite simple et un adsorbant composite solidifié fabriqués par le chlorure de calcium et du charbon actif, pour lesquels l'ammoniac est utilisé comme réfrigérant. L'adsorbant composite solidifié présente les meilleures performances pour les machines à fabrication de la glace par adsorption sur les bateaux de pêche et pour la plus grande quantité de remplissage d'adsorbant dans l'adsorbant. La performance de transfert de masse est améliorée par l'additif du charbon actif dans l'adsorbant composite solidifié à l'état de faible température d'évaporation. La densité de refroidissement volumique de l'adsorbant composite solidifié est d'environ 35% améliorée, au moins par rapport aux résultats optimaux du chlorure de calcium à la température d'évaporation de $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ [138]. L'adsorbant composite consolidé pourrait améliorer efficacement le coefficient de transfert de chaleur [36].

Plusieurs d'autres comparaisons entre des adsorbants ont été faites concernant le charbon actif et l'adsorbant composite avec le méthanol et l'ammoniac comme réfrigérants [139], le charbon actif granulaire et le charbon actif solidifié avec le méthanol comme réfrigérant [86] et l'adsorbant composite (S40), développé en imprégnant le gel de silice avec le chlorure de calcium et le gel de silice avec l'eau comme réfrigérant [140].

Wang et al. [80] ont montré que le coefficient de transfert de chaleur du lit rempli de charbon actif solidifié est beaucoup plus élevé que celui du lit rempli de charbon actif granulaire.

L'augmentation de la granulométrie de l'adsorbant à un nombre fixe de couches entraîne un ralentissement de l'adsorption et de la désorption. L'augmentation du nombre de couches à une taille de grain fixe entraîne également une décélération de l'adsorption/désorption. Il est réputé raisonnable, car, dans les deux cas, l'épaisseur du lit adsorbant augmente [141].

Il a été constaté aussi que le coefficient de performance (COP) et la puissance spécifique de refroidissement (SCP) d'un refroidisseur à adsorption incorporant un nouvel adsorbant composite, qui est synthétisé à partir de charbon actif imprégné par trempage dans une solution de silicate de sodium puis dans une solution de chlorure de calcium, sont meilleurs que ceux du gel de silice ou de charbon actif [142].

Le gel de silice mésoporeux a été utilisé avec le chlorure de lithium (LiCl) pour un système de refroidissement solaire. Les granulés matriciels de gel de silice mésoporeux ont été remplis par une solution de chlorure de lithium à une concentration fixe, puis ils ont été séchés. La teneur en sels dans le gel de silice mésoporeux est de 14 % en poids lorsque la concentration de la solution saline est de 30 % en poids. L'adsorbant composite de gel de silice et LiCl a une capacité d'adsorption plus élevée et le méthanol a une pression de travail plus élevée. Ainsi, les performances de refroidissement, la fiabilité du système et les performances de transfert de masse de l'adsorbant peuvent être améliorées. Le temps de récupération de masse est amélioré de 50 s à 120 s, la capacité de refroidissement et le COP sont améliorés significativement de 68.4 % et 53,3%, respectivement. [143]. Par rapport au refroidisseur avec le couple gel de silice-eau, le SCP et le COP ont été améliorés de 16.3 % et 24.2 %, respectivement [144]. La machine de refroidissement par adsorption avec le chlorure de lithium et le gel de silice-méthanol peut fonctionner comme un climatiseur ou un réfrigérateur [143].

7.5. Utilisation d'autres sources d'énergie

7.5.1. Instabilité de l'intensité de rayonnement solaire

A travers des expériences qui ont été effectuées sous de vraies conditions de rayonnement solaire, il a été constaté que la performance de la machine frigorifique solaire à adsorption était sévèrement affectée par des périodes d'un ciel nuageux. La variation de l'effet de réfrigération avec l'étendue du couvert nuageux du ciel a été décrite en détail dans la figure (1.51). Plus la couverture trouble du ciel est longue, plus l'énergie solaire absorbée par le collecteur d'adsorbant sera faible et plus la capacité de production de la glace sera médiocre. La glace produite par la machine solaire à adsorption est principalement commandée par l'intensité du rayonnement solaire [145].

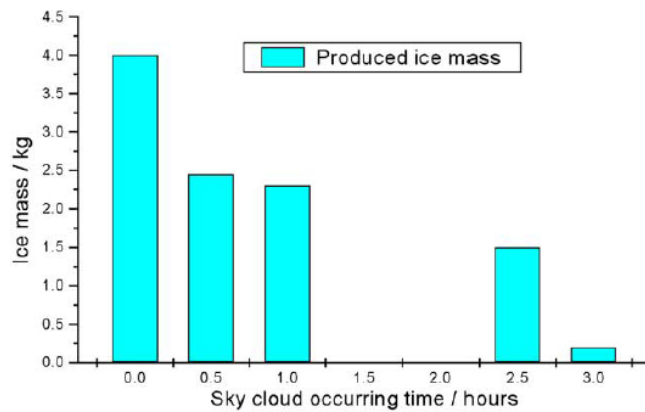


Fig. 1.51 : Masse de glace produite par la machine solaire à adsorption étudiée par Li et al. [145] sous couverture nuageuse.

Trois cycles ont été analysés par Leite et al. [146] : l'un avec un ciel clair, un autre avec un ciel partiellement nuageux et un troisième sous un ciel entièrement nuageux. Les températures de régénération maximales étaient de 100.1, 87.3 et 92.7 ° C, avec une production de glace de 6.05, 2.10 et 0 kg par mètre carré de surface projetée, pour des cycles de ciel clair, partiellement nuageux et couvert, respectivement.

Les influences de la source de chaleur variable comme l'énergie solaire sur la performance de refroidisseur ont été analysées par Wang et al. [88], en particulier pour une augmentation et diminution continues de température de la source de chaleur. Selon les résultats expérimentaux et les caractéristiques de la source de chaleur provenant de l'énergie solaire, des stratégies de contrôle du refroidisseur à adsorption piloté par l'énergie solaire sont proposées.

7.5.2. Sources alternatives à l'énergie solaire instable

L'énergie thermique requise pour le processus de régénération peut être fournie à partir de sources de chaleur appropriées, telles que la chaleur résiduelle provenant d'un moteur thermique ou d'une usine de traitement, de la chaleur d'un système de compression et de biocarburants [30]

Certaines études [35, 38, 84, 94, 131, 147] ont fait introduire les gaz échappés d'un moteur Diesel dans le processus de fonctionnement de la machine à adsorption, comme une source thermique pour le chauffage de l'adsorbeur. Dawoud [148] a combiné l'énergie solaire et la chaleur provenant du gaz propane brûlé comme une unité hybride de refroidissement par adsorption.

7.6. Systèmes hybrides

7.6.1. Système hybride de réfrigération à adsorption-éjection

Des travaux [149, 150] ont proposé de combiner les deux modes de réfrigération, l'adsorption et l'éjection, comme un système hybride alimenté par l'énergie solaire, pour avoir un fonctionnement continu surmontant le cycle intermittent. Pendant la journée, l'adsorbeur est dans le processus de désorption et, simultanément, l'éjecteur est en réfrigération. La nuit, la réfrigération par adsorption commence en récupérant la chaleur servant à chauffer l'eau pour le cycle à éjection du lendemain. La figure (1.52) illustre un schéma d'un système hybride de réfrigération solaire à adsorption-éjection.

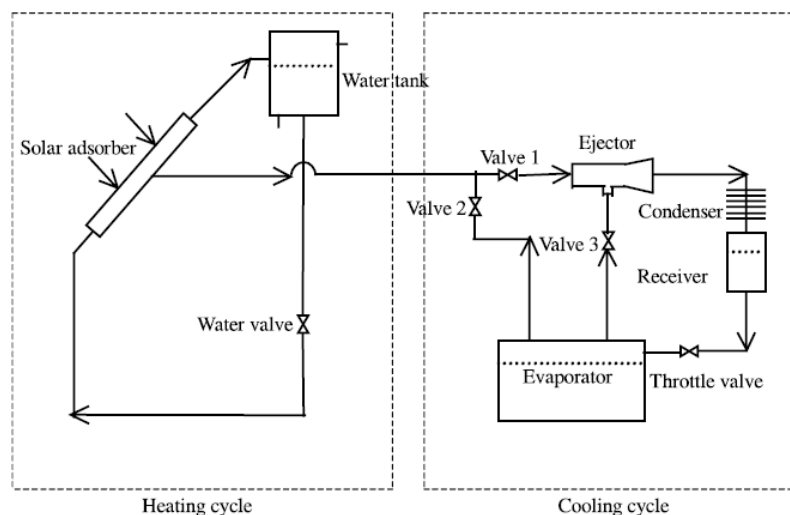


Fig. 1.52 : Schéma d'un système hybride de réfrigération solaire à adsorption-éjection [150].

7.6.2. Système hybride de réfrigération à adsorption et chauffe-eau

Une bonne proposition par Wang et al. [151, 152] et Li et al. [153] de combiner le chauffe-eau et le réfrigérateur à adsorption (système hybride). L'adsorbeur et le chauffe-eau sont les deux immergés dans un seul collecteur solaire pour la réfrigération par adsorption et le chauffage de l'eau. En matière d'efficacité énergétique, le système hybride a une bonne utilisation de l'énergie solaire, car la récupération de chaleur sensible et de la chaleur d'adsorption est utilisée à nouveau pour chauffer l'eau. Avec le remplissage du réservoir d'eau froide, la température du lit adsorbant diminue rapidement, l'évaporation peut se produire et de la glace sera faite dans la chambre froide. L'eau chaude dans le réservoir peut être évacuée vers une utilisation domestique. Un schéma de ce système hybride est présenté dans la figure (1.53).

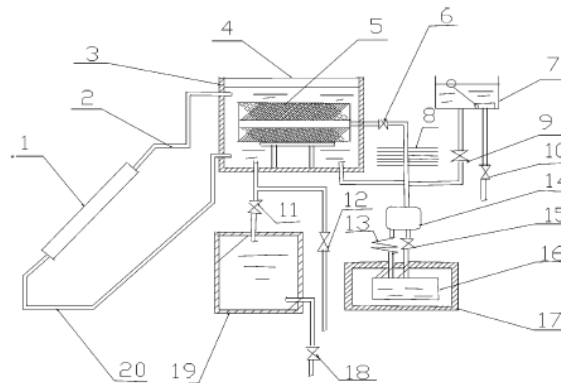


Fig. 1.53 : Schéma d'un système hybride solaire de chauffe-eau et réfrigérateur à adsorption [152]. (1) Collecteur solaire avec tube d'évacuation, (2, 20) Tube d'eau, (3) Réservoir d'eau, (4) Plaque de recouvrement du réservoir, (5) Adsorbeur, (6, 9, 10, 11, 12, 15, 18) Vannes, (7) Système de contrôle du remplissage d'eau, (8) Condenseur, (13) Tube capillaire, (14) Récepteur, (16) Evaporateur, (17) Chambre à glace, (19) Réservoir d'eau chaude.

7.7. Conception de la machine frigorifique à adsorption comme module

Un nouveau système de réfrigération à adsorption continue a été décrit par Critoph [154], qui utilise un certain nombre de modules tubulaires simples. Un module unique a été créé et testé (figures (1.54), (1.55) et (1.56)) et un programme écrit pour simuler de nombreux modules dans un système réel. La conception n'a pas encore été optimisée, mais une étude paramétrique a révélé la manière dont les paramètres clés affectent le COP et le SCP [154].

Ensuite, Wu et al. [155] ont présenté un module de refroidissement à adsorption modifié avec le couple de travail zéolite 13X-eau, utilisé pour l'air conditionné au sein des camions et alimenté par la chaleur résiduelle du moteur. Les puissances de refroidissement à différentes températures

d'évaporation pour le module ont d'abord été testées et les caractéristiques de fonctionnement du cycle à différentes puissances de refroidissement ont ensuite été analysées et discutées. La performance du module de refroidissement présente un fort couplage avec les paramètres ambiants extérieurs, tels que la température de la source de chaleur, la température ambiante, la vitesse de l'air et l'humidité relative de l'air. Les expériences ont été réalisées systématiquement et analysées en détail pour étudier les effets des paramètres ambiants sur les performances du module. Les résultats ont indiqué que le module démontré de refroidissement a une bonne performance [155].

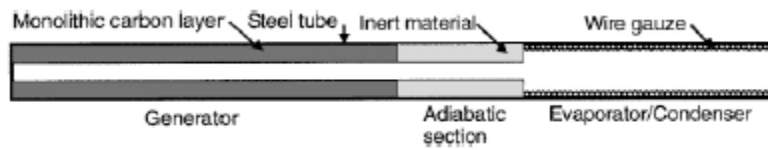


Fig. 1.54 : Coupe d'un module à adsorption [154].

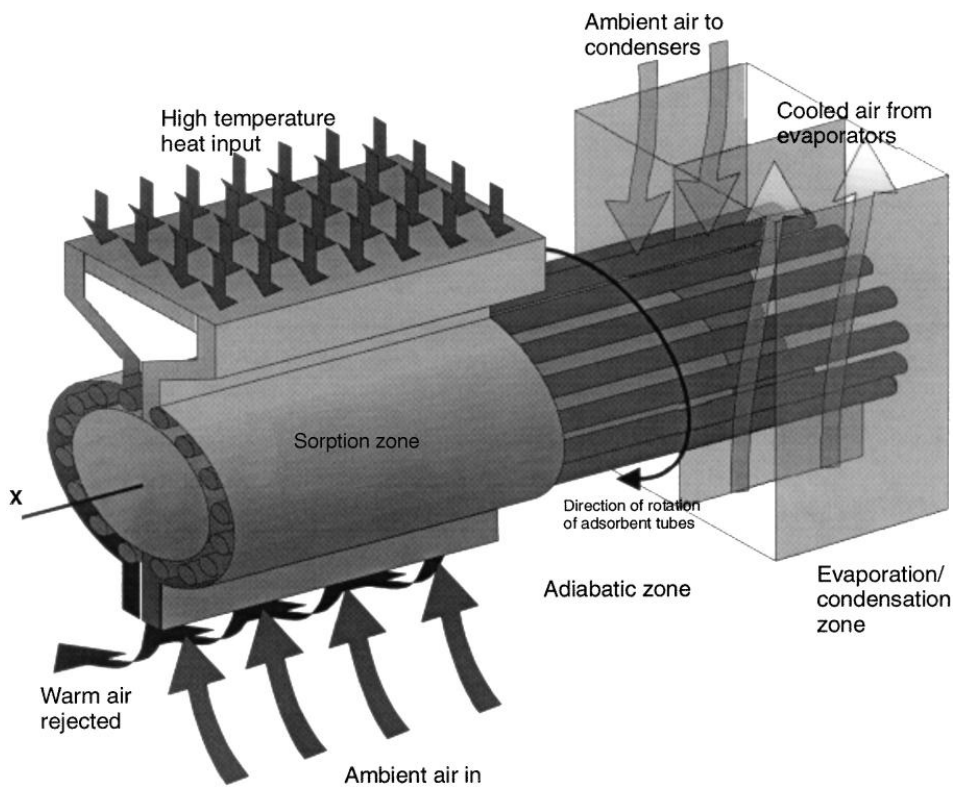


Fig. 1.55 : Schéma du système intégral du module [154].

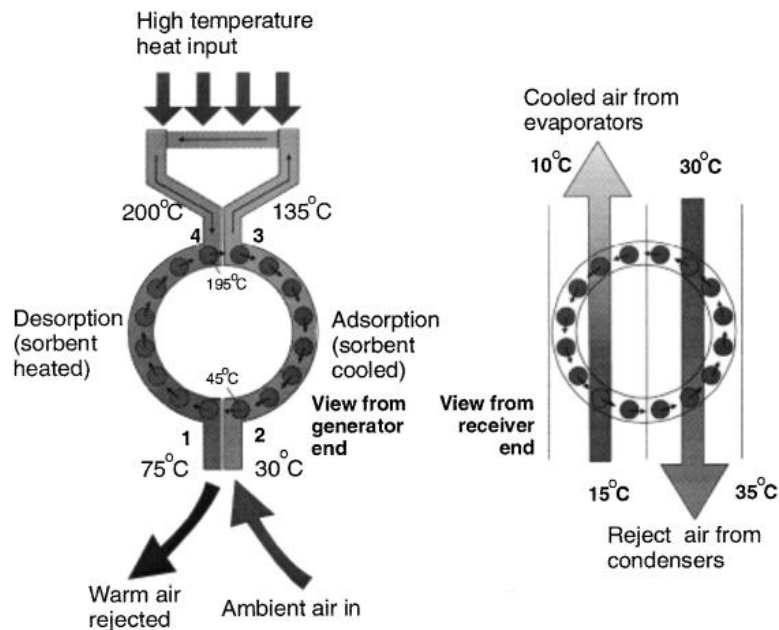


Fig. 1.56 : Coupe transversale du module à adsorption [154].

Tamainot-Telto et Critoph [156] ont étudié un climatiseur modulaire à adsorption alimenté par de l'air chaud. Ils ont testé trois configurations de modules différentes. Le module qui présentait la meilleure performance avait des ailettes de 125 mm autour de l'évaporateur/condenseur et autour de l'adsorbent, comme le montre la figure (1.57). Les résultats des expériences avec ce module ont montré que dans des conditions typiques (température de génération de 100 °C, température de condensation de 30 °C et température d'évaporation de 15 °C), la puissance de refroidissement était d'environ 100 W et le SCP était de 600 W/kg. Le COP était de 0.20 sans aucun processus de régénération de la chaleur et estimé de 0.5 avec un cycle régénératif à deux lits [113].

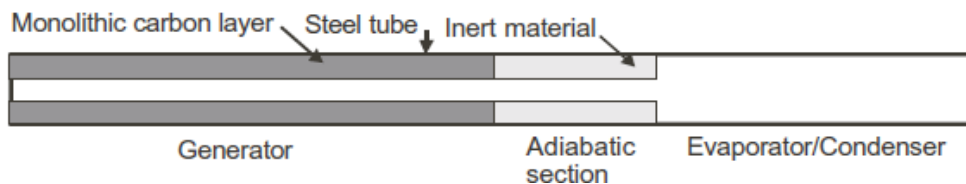


Fig. 1.57: Schéma de module de base de Tamainot-Telto et Critoph [156].

8. Modélisation de transfert de chaleur et de masse dans les machines à adsorption

Le modèle mathématique des systèmes de refroidissement à adsorption à cycle fermé est particulièrement utilisé pour aider à interpréter les phénomènes observés, à concevoir le système, à prédire les tendances et à faciliter l'optimisation.

Le principal problème technique de la réfrigération solaire à adsorption est que le système dépend fortement des facteurs environnementaux, tels que la température de l'eau de refroidissement, la température de l'air, le rayonnement solaire, vitesse du vent et d'autres. D'autre part, son rendement de conversion énergétique est faible et d'un point de vue économique, elle n'est pas compétitive par rapport aux systèmes conventionnels [157]. Le transfert de chaleur dans les systèmes à adsorption a reçu une attention accrue ces dernières années [24]. L'amélioration de la performance du système à adsorption consiste à améliorer la chaleur et le transfert de masse dans l'échangeur de chaleur adsorbeur/désorbeur [49].

La description de la performance du processus d'adsorption-désorption implique différentes techniques de modélisation avec diverses simplifications et les résultats correspondants sont significativement différents [158].

8.1. Résumé des travaux de modélisation

Plusieurs travaux ont étudié le transfert de chaleur et de masse au sien du lit adsorbant [65, 132, 159-171], y compris parfois l'échange de chaleur dans le condenseur et l'évaporateur [56, 64, 167, 170, 172-174], en variant des paramètres caractéristiques affectant la performance et la production du froid. Les paramètres variés sont : température de condensation [56, 160, 161, 174, 175], masse de l'adsorbant [160, 173], type de l'adsorbant [159], température d'évaporation [56, 161, 164, 174], température d'adsorption [161, 164, 174, 175], nombre des tubes de l'adsorbeur [161], diamètre des tubes de l'adsorbeur [161, 165, 166, 173], surface du collecteur [161, 162], type de métal constituant les tubes de l'adsorbeur [173], type du couvre en verre [64, 162, 172, 173], température de désorption (ou de génération) [164, 174, 175], pression de condensation, pression d'évaporation [174], conductivité thermique de l'adsorbant [165, 166], épaisseur des tubes de l'adsorbeur [165, 172], émissivité de l'adsorbeur, absorptivité de l'adsorbeur [166, 172], épaisseur du lit adsorbant, épaisseur de l'isolation arrière du collecteur, angle d'inclinaison du collecteur, décalage du temps [172], densité de l'adsorbant, coefficient de transfert de chaleur adsorbant/interface des tubes et espacement des tubes de l'adsorbeur [166].

8.2. Résumé des résultats de modélisation

La performance des systèmes à adsorption dépend fortement des températures d'adsorption et de condensation et faiblement de la température d'évaporation [56]. Il est trouvé aussi que le type de configuration du collecteur et sa surface ont un grand effet sur les performances du système [162].

Des résultats obtenus prouvent que les paramètres les plus influents sur la performance de système sont le coefficient de transmittance ou d'absorptivité du capteur solaire et le coefficient de transfert de chaleur entre le collecteur solaire et le matériau adsorbant [167]. La combinaison d'absorptivité et émissivité de la plaque de collecteur a permis d'obtenir la meilleure amélioration de la performance du réfrigérateur d'environ 175 % et 92 % pour le COP et le taux du condensat, respectivement. La conductivité thermique de l'adsorbant affecte de manière significative les performances du réfrigérateur. Par conséquent, afin d'améliorer encore les performances du réfrigérateur, il est recommandé de continuer à améliorer la valeur de ce paramètre [166]. Le coefficient de performance peut être augmenté en augmentant la masse de l'adsorbant et la surface du collecteur [176]. En outre, la distribution de la pression à l'intérieur du lit d'adsorption a été trouvée presque uniforme et ne varie qu'avec le temps. De plus, la conductivité thermique de charbon actif-méthanol est constante en fonction de l'espace et du temps [170].

8.3. Autres travaux de simulation

Un grand nombre de simulations, par un modèle de transfert de chaleur et de masse validé par l'expérience, ont été entreprises par Li et Wang [61], afin de tester la performance du réfrigérateur à adsorption sous l'effet de différents paramètres de conception du collecteur, tels que les dimensions, le matériau et les caractéristiques et les paramètres environnementaux, tels que l'intensité de l'irradiation solaire, la température ambiante et la vitesse du vent.

Une simulation de trois dimensions a été faite par Berdja et al. [177] sur un prototype de réfrigérateur à adsorption réalisé à l'Unité de Développement des Equipements Solaires de Bou-Ismaïl, Tipaza, Algérie, en utilisant le simulateur Ansys. Le COP thermique du prototype a été trouvé égale à 0.49, alors que le COP solaire a été de 0.081.

Le comportement dynamique d'un lit adsorbant cylindrique, utilisant le couple gel de silice-eau, pendant le processus d'adsorption est analysé numériquement par Solmuş et al. [178]. Les conclusions tirées de cette étude sont résumées comme suit et ne sont valables que pour les gammes de paramètres étudiés :

- La capacité de refroidissement du système augmente avec l'augmentation de la pression d'évaporateur et la température de régénération et la diminution de la pression du condenseur et la température de refroidissement. Il en résulte une augmentation de COP et SCP du système.

- Le temps de processus d'adsorption diminue avec une valeur croissante du coefficient de transfert convectif entre le lit adsorbant et le fluide de refroidissement. Cependant, l'augmentation de la valeur du coefficient de transfert convectif au-delà de $50 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ pour toutes les conditions étudiées ne conduit pas à une amélioration remarquable du temps de processus d'adsorption, en raison de la faible valeur de la conductivité thermique de phase solide.
- Une diminution significative du temps du processus d'adsorption peut être obtenue en augmentant la conductivité thermique du matériau adsorbant utilisé.
- L'épaisseur du lit d'adsorbant doit être inférieure à 0.01 m pour un bon taux de transfert de chaleur et donc diminuer le temps de processus d'adsorption.
- Les conditions d'équilibre à l'intérieur du lit adsorbant peuvent être atteintes dans un court temps, car les résistances conductives et convectives sont réduites. Cela conduit à un meilleur SCP.

9. Quelques conseils pratiques pour améliorer la performance de la machine à adsorption

En pratique, les coefficients de performance de cette machine peuvent être améliorés par la modification de ses systèmes d'isolation (les volets d'aération peuvent être manœuvrés par basculement au lieu de translation), avec des joints d'étanchéité placés sur les pourtours des volets ; les pertes par convection seront sensiblement réduites ; de plus, l'emplacement du bat à glace ou de la chambre froide sous terre permet de réduire les pertes thermiques. En effet, le sol est toujours humide à quelques mètres de profondeur (3 à 6 m), sa température est basse et à peu près constante durant toute l'année. L'emplacement de la partie froide de la machine à ces profondeurs ne peut être que bénéfique, bien qu'il faille résoudre alors les problèmes de manipulation des produits froids à cette profondeur [179].

10. Conclusion

La science de l'adsorption a une histoire très longue et ses premières adoptions pratiques ont été notées très anciennement. L'histoire de son développement est depuis plus de 150 ans. Dans ce processus, de nombreux scientifiques et universitaires ont travaillé sur des adsorbants avancés, des cycles avancés et une conception avancée pour la réfrigération par adsorption. Les premiers travaux sur le refroidissement à adsorption solaire furent publiés en 1977. Les activités de recherche visent principalement à trouver des solutions alternatives aux systèmes à compression de vapeur, car ces machines utilisent de l'énergie électrique précieuse comme énergie primaire et

des fluides frigorigènes polluants, comme les CFCs, qui sont dangereux à la fois par l'appauvrissement de la couche d'ozone et l'augmentation de l'effet de serre.

Grâce aux systèmes à adsorption, il est possible de conserver le stockage de l'énergie froide sans pollution et sans perte d'énergie de refroidissement. Le COP peut être amélioré grâce à l'utilisation de procédés de récupération de chaleur et de masse et de cycles avancés, tandis que le SCP est étroitement lié à la conception du réacteur à adsorption, en utilisant des collecteurs solaires avancés ou des réflecteurs, en intégrant un fluide caloporteur ou des ailettes de transfert thermique et en optimisant l'épaisseur de paroi du lit.

La modélisation mathématique des systèmes de refroidissement à adsorption à cycle fermé est particulièrement utilisée pour aider à interpréter les phénomènes observés, à concevoir le système, à prédire les tendances et à faciliter l'optimisation. L'amélioration de la performance du système à adsorption consiste à améliorer le transfert de chaleur et de masse dans l'adsorbent, en impliquant différentes techniques de modélisation avec diverses simplifications et les résultats correspondants sont significativement différents.

La synthèse bibliographique sur les systèmes frigorifiques à adsorption nous a permis de désigner les problèmes encore suspendus, dont une partie a déjà signalée dans l'introduction générale comme objectifs de contribution de la présente thèse, en relation avec l'intitulé du travail. Elle avait aussi un intérêt parmi d'autres sur le bon choix du couple adsorbant-adsorbat, où la comparaison et l'analyse nous a mené à sélectionner le charbon actif-méthanol comme couple de travail performant.

CHAPITRE II

EVALUATION DES TRANSFERTS DE

CHALEUR DANS LES MACHINES

FRIGORIFIQUES SOLAIRES À

ADSORPTION

CHAPITRE II : EVALUATION DES TRANSFERTS DE CHALEUR DANS LES MACHINES FRIGORIFIQUES SOLAIRES À ADSORPTION

1. Introduction

Dans les machines frigorifiques à compression, le compresseur est la force motrice du cycle thermodynamique du système, tandis que dans les machines frigorifiques à adsorption, le phénomène de désorption par le chauffage solaire est une alternative à la phase de compression. Ce phénomène se produit dans l'adsorbeur de la machine, plus la désorption est importante, plus la production de froid est élevée, où l'effet du détendeur est remplacé par l'adsorption, un phénomène induit l'évaporation du fluide frigorigène (adsorbat) au niveau de l'évaporateur et par la suite l'extraction d'une quantité de chaleur à partir de la chambre froide et en produisant ainsi du froid.

Pendant la période de stockage de froid (adsorption) et la période de déstockage (désorption), un échange des flux importants de chaleur et de masse se produit. C'est pourquoi l'adsorbeur utilisé et plus généralement le réacteur doit être un échangeur de chaleur et de masse efficace [29]. Cependant, les principaux problèmes à surmonter sont liés au faible transfert de chaleur dans le lit adsorbant [180] et les principales raisons derrière les valeurs inférieures de coefficient de performance COP sont les pertes de chaleur provenant de l'adsorbeur pendant le cycle de fonctionnement et la masse non adsorbante [181]. Donc, il est nécessaire d'étudier et de comprendre le transfert de chaleur et de masse dans le lit adsorbant [180].

L'estimation du coefficient de perte de chaleur dans l'adsorbeur par unité de temps et de température est déjà développée par Klein [182] et discutée par Duffie et Beckman [183].

Jing et Exell [165] ont utilisé ce coefficient de perte pour la simulation et l'analyse de sensibilité d'un réfrigérateur solaire à adsorption, d'un cycle intermittent utilisant le couple charbon-méthanol. Anyanwu et al. [184] ont étudié un réfrigérateur à adsorption utilisant le couple charbon-méthanol, où le modèle numérique tient compte le coefficient de perte. Les résultats du coefficient de performance (COP) ont été donnés en fonction des caractéristiques physiques et dimensionnelles de l'adsorbeur. Le coefficient de perte a également été pris en compte par Leite et Daguene [64]. Il s'agit d'une simulation numérique des transferts de chaleur et de masse instantanés dans chaque élément de la machine frigorifique à adsorption, pendant un jour moyen typique de chaque mois. Une

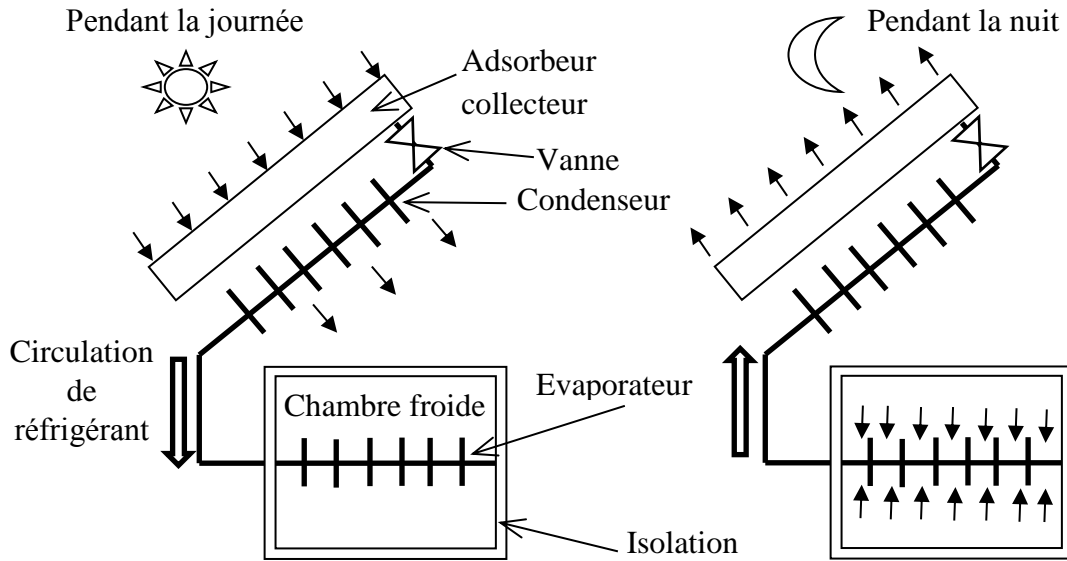
autre utilisation du coefficient de perte par Chekirou et al. [161], qui ont fait une modélisation de transfert de chaleur et de masse dans un adsorbant tubulaire d'une machine frigorifique à adsorption.

L'objectif de ce chapitre est de développer un modèle numérique pour l'évaluation des transferts de chaleur dans la machine frigorifique à adsorption, d'analyser l'effet des pertes de chaleur dans l'adsorbeur sur la performance du système solaire, utilisant le couple charbon actif AC-35/méthanol comme couple de fonctionnement du cycle et de déterminer les critères affectant l'augmentation de cette quantité d'énergie. La sélection du couple a déjà été analysée dans le premier chapitre. À partir de cette analyse, on a conclu que le couple charbon actif-méthanol est le meilleur couple pour une optimale performance.

La quantité de pertes de chaleur à travers l'adsorbeur a été calculée en utilisant le coefficient de perte, développé par Klein [182]. Le calcul est réalisé à l'aide d'un programme numérique validé par des résultats expérimentaux obtenus à partir de la littérature.

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

Les principaux composants du réfrigérateur solaire à adsorption sont représentés dans la figure (2.1), à savoir : un collecteur comme un capteur solaire ou un adsorbeur contenant le couple adsorbant-adsorbat (charbon actif AC35-méthanol), un condenseur à air et un évaporateur à l'intérieur de la chambre froide. Une vanne est placée à l'entrée/sortie de l'adsorbeur pour contrôler l'écoulement du réfrigérant (adsorbat) de l'adsorbeur vers le condenseur pendant la phase de désorption et de l'évaporateur vers l'adsorbeur pendant la phase d'adsorption.



a) Phase de chauffage d'adsorbteur

b) Phase de refroidissement d'adsorbteur

Fig. 2.1 : Schéma de fonctionnement de la machine frigorifique solaire à adsorption.

3. Cycle intermittent de la machine frigorifique solaire à adsorption

Quatre processus thermodynamiques formant le cycle idéal intermittent du réfrigérateur solaire à adsorption, ils sont présentés dans la figure (2.2).

Au début de la journée, l'adsorbteur-collecteur est soumis à un chauffage isostérique par l'énergie solaire, ce qui augmente la pression du couple adsorbant-adsorbat jusqu'à la pression de condensation P_c imposée par le condenseur (phase A-B). À l'état B du cycle, la vanne vers l'entrée du condenseur s'ouvre et la continuation du chauffage, à pression constante, induit la désorption du réfrigérant vapeur (adsorbat), de l'adsorbant vers le condenseur pour être condensé à température de condensation T_c (phase B-C). La masse désorbée au cours de la phase B-C est la différence entre la masse maximale d'adsorbat m_{max} à l'état B et la masse minimale d'adsorbat m_{min} à l'état C. La température maximale (température de génération T_g) atteinte par l'adsorbteur-collecteur sera à l'état C. À cette valeur, la vanne se ferme et l'irradiation solaire commence à diminuer, ce qui induit la chute de température et de pression dans l'adsorbteur-collecteur (phase C-D), par un refroidissement isostérique. Lorsque la pression atteint sa valeur P_e qui règne dans l'évaporateur, la vanne s'ouvre et la continuation de refroidissement de l'adsorbant, à pression constante, induit l'évaporation du réfrigérant à une température d'évaporation T_e , vers l'adsorbant par le phénomène d'adsorption (phase D-A). La masse adsorbée au cours

de la phase D-A est la différence entre la masse maximale d'adsorbat m_{\max} à l'état A et la masse minimale d'adsorbat m_{\min} à l'état D. De cette manière, le réfrigérant évaporé extrait de la chaleur de la chambre froide et génère la production du froid.

Ce cycle est dit intermittent, car la production de froid se fait presque au coucher du soleil et pas d'une façon continue.

Les températures T_{S1} et T_{S2} (figure (2.2)) sont respectivement la température au début de la désorption et la température au début de l'adsorption.

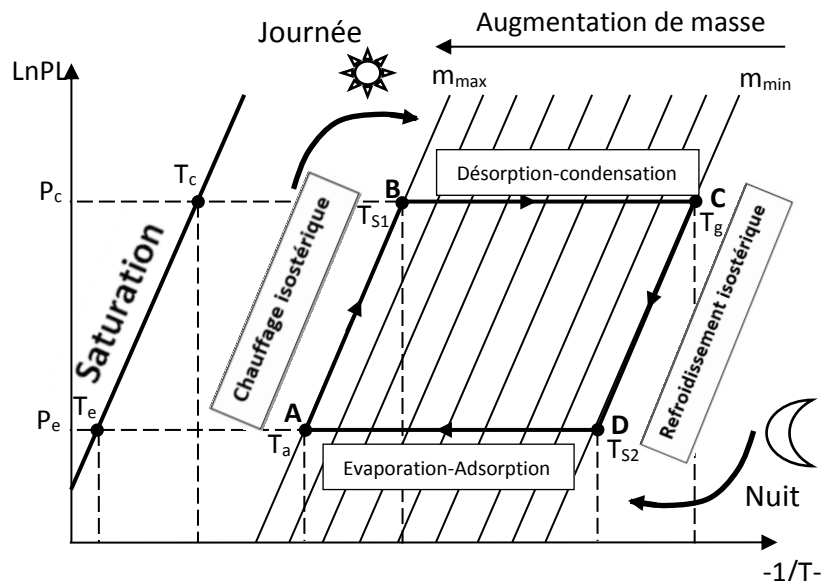


Fig. 2.2 : Cycle idéal de la machine frigorifique à adsorption dans un diagramme de Clausius-Clapeyron

Pour une application de stockage de froid, la désorption représente le processus de chargement et l'adsorption représente le processus de déchargement. Après le chargement par une source d'énergie disponible, c'est possible facilement, au besoin uniquement, de décharger le stockage en froid, en connectant le lit adsorbant à l'évaporateur. Cette technique permet de générer du froid, au besoin, notamment aux endroits sans alimentation par un réseau public d'électricité. Donc, un moyen de stockage de froid à long terme (pas de pertes de chaleur), rechargeable et déplaçable [15].

4. Formulation de la masse de l'adsorbat adsorbée par l'adsorbant

La meilleure description établie de l'adsorption de charbon actif est donnée par la théorie de Dubinin et Polanyi [7]. Dubinin et Astakov ont proposé une équation d'état pour la masse

adsorbée par un milieu microporeux en équilibre, avec une distribution polymodale de la taille des pores [64] :

$$m(T, P) = W_0 \rho_l \cdot \text{Exp} \left[-D \left[T \cdot \ln \left(\frac{P_s(T)}{P} \right) \right]^n \right] \quad (2.1)$$

L'équation de Dubinin-Astakhov (D-A) est largement utilisée pour obtenir une meilleure adaptation aux données expérimentales [7].

Les concentrations en masse d'adsorbat pour 1 kg d'adsorbant m_{\max} et m_{\min} (figure (2.2)) sont calculées par l'équation (2.1), respectivement à la température d'adsorption T_a , la pression d'évaporation P_e et à la température de génération T_g et la pression de condensation P_c comme suit :

$$m(T_a, P_e) = m(T_{s1}, P_c) = m_{\max} \quad (2.2)$$

$$m(T_g, P_c) = m(T_{s2}, P_e) = m_{\min} \quad (2.3)$$

Où, $P_e = P_s(T_e)$ et $P_c = P_s(T_c)$

5. Formulation des transferts de chaleur dans la machine frigorifique à adsorption

5.1. Chaleur de condensation de l'adsorbat

Comme le montre la figure (2.3) ci-après, l'adsorbent reçoit une quantité de chaleur Q_{ge} pendant la phase du chauffage isostérique (phase a-c) et dégage une quantité de chaleur Q_{ads} pendant la phase du refroidissement isostérique (phase c-a).

Au cours de la phase de désorption (phase b-c), une masse de l'adsorbat contenant dans l'adsorbent s'évapore au fur et à mesure avec le chauffage b-c et se dirige vers le condenseur pour se condenser. La condensation de toute la masse de l'adsorbat libéré pendant la désorption nécessite son refroidissement et puis sa condensation (changement de phase), par un dégagement d'une quantité de chaleur Q_c vers le milieu extérieur à travers le condenseur (échangeur de chaleur). Elle est donnée par :

$$Q_c = m_d (m_{\max} - m_{\min}) \cdot \left[L_c - \int_{T_{sg}}^{T_c} C p_l dT \right] \quad (2.4)$$

m_d est la masse de l'adsorbent, L_c est la chaleur latente de condensation de l'adsorbat à la température T_c et $T_{sg} = (T_g + T_{s1})/2$ est la température moyenne de désorption de l'adsorbent.

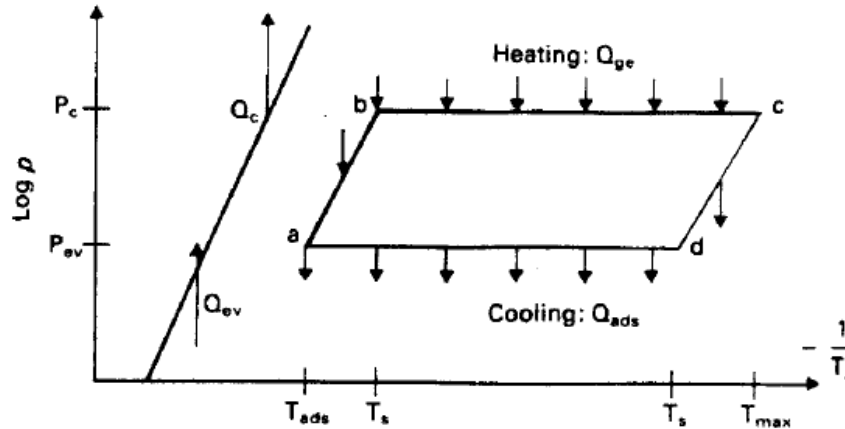


Fig. 2.3: Échange de chaleur dans un cycle idéal de la machine frigorifique à adsorption [164].

5.2. Chaleur d'évaporation de l'adsorbat

Le condensat est évacué vers l'évaporateur par simple gravité lors de sa formation [41]. L'évaporation de toute la masse de l'adsorbat venant du condenseur nécessite une récupération d'une quantité de chaleur Q_{ev} du milieu extérieur (chambre froide), à travers l'évaporateur (échangeur de chaleur). Elle est donnée par [103] :

$$Q_{ev} = m_d(m_{max} - m_{min}) \left[L_e - \int_{T_e}^{T_c} C_{p_l} dT \right] \quad (2.5)$$

L_e est la chaleur latente d'évaporation de l'adsorbat à la température T_e et C_{p_l} est la capacité massique calorifique à pression constante de l'adsorbat à l'état liquide.

Le premier terme de l'équation (2.5) représente la chaleur absorbée par l'évaporation du réfrigérant (adsorbat) à la température d'évaporation T_e . Le second terme représente la chaleur sensible nécessaire pour amener le condensat de sa température de condensation T_c à la température d'évaporation T_e [103].

5.3. Chaleur reçue par l'adsorbeur-collecteur pendant son chauffage

L'énergie totale reçue par l'adsorbeur-collecteur Q_{ge} pendant la phase de chauffage (phase A-C de figure (2.2)) peut être divisée en cinq quantités :

$$Q_{ge} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} + Q_L \quad (2.6)$$

Où, Q_1 est la chaleur fournie pour chauffer l'adsorbant, Q_2 est la chaleur fournie pour chauffer le métal contenant l'adsorbant, Q_3 est la chaleur fournie pour chauffer l'adsorbant (phase A-B de figure (2.2)), Q_{des} est la chaleur isostérique nécessaire à la phase de désorption de l'adsorbant (phase B-C de figure (2.2)) et Q_L est les pertes de chaleur par l'adsorbant-collecteur pendant la phase de chauffage.

La quantité Q_{ge} doit être équivalente à la quantité d'irradiation solaire utile E_u , reçue par le capteur solaire pendant la phase de chauffage. Cette quantité est donnée par [41] :

$$E_u = S. \int_{t_{sr}}^{t_d} G(t) dt \quad (2.7)$$

Où S est la surface avant de l'adsorbant-collecteur ou capteur solaire, t_{sr} est le temps de lever de soleil, t_d est le temps de fin de désorption et G est l'irradiance ou l'intensité solaire reçue par la face avant du capteur.

Les quantités de chaleur Q_1 , Q_2 et Q_3 peuvent être calculées respectivement par [39] :

$$Q_1 = m_d C p_d (T_g - T_a) \quad (2.8)$$

$$Q_2 = m_t C p_t (T_g - T_a) \quad (2.9)$$

$$Q_3 = m_d \left(m_{max} \int_{T_a}^{T_{S1}} C p_l dT + \int_{T_{S1}}^{T_g} m. C p_l dT \right) \quad (2.10)$$

La quantité de chaleur Q_{des} est donnée par [39] :

$$Q_{des} = m_d n D \int_{T_{S1}}^{T_g} m T^n \left(\ln \frac{P_s}{P_c} \right)^{n-1} \frac{q_{st}^2}{RT^2} dT \quad (2.11)$$

La chaleur isostérique q_{st} est calculée en fonction de la pression et la température :

$$q_{st} = L_c + RT \ln \left(\frac{P_s}{P_c} \right) + \left[\frac{\alpha RT}{nD} \right] \left[T \ln \left(\frac{P_s}{P_c} \right) \right]^{(1-n)} \quad (2.12)$$

Pour obtenir un bon coefficient de performance COP, la chaleur isostérique nécessaire à la phase de désorption de l'adsorbant Q_{des} devrait être très élevée par rapport à celle fournie pour le chauffage de l'adsorbant [23].

5.4. Pertes de chaleur à travers l'adsorbeur-collecteur

D'après Anyanwu et al. [184] et Li et Wang [61], les pertes de chaleur aux surfaces latérales de l'adsorbeur-collecteur sont négligeables, de sorte que le coefficient global de perte est estimé pour la surface supérieure et inférieure.

Deux types de couverture transparente sont considérés pour le capteur solaire (adsorbeur-collecteur): un vitrage en verre simple et un vitrage en matière transparente et isolante TIM (Transparent Insulation Material) [64]. Pour un vitrage en verre simple, le coefficient global de perte de chaleur au niveau d'adsorbeur-collecteur a été évalué par une équation empirique donnée par Klein [182] :

$$U_L = U_t + U_b \quad (2.13)$$

Où :

$$U_t(T_p, T_{amb}) = \left[\frac{n_g}{\frac{c_0}{T_p} \left(\frac{T_p - T_{amb}}{n_{g+f}} \right)^y + \frac{1}{h_w}} \right]^{-1} + \left[\frac{\sigma(T_p + T_{amb})(T_p^2 + T_{amb}^2)}{(E_p + 0.00591n_g h_w)^{-1} + \frac{2n_g + f - 1 + 0.133E_p}{E_g} - n_g} \right] \quad (2.14)$$

Avec :

$$y = 0.43 \left(1 - \frac{100}{T_p} \right)$$

$$f = (1 + 0.089h_w - 0.1166h_w E_p)(1 + 0.07866n_g)$$

$$c_0 = 520(1 - 0.000051\Omega^2)$$

$$0^\circ < \Omega < 70^\circ, \text{ et pour } 70^\circ < \Omega < 90^\circ \text{ on prend } \Omega = 70^\circ$$

$$h_w = 2.8 + 3.0W_V$$

La valeur de l'inclinaison du collecteur Ω est mieux d'être égale à la latitude de la région, car cela permet de recevoir l'énergie annuelle maximale [161].

Pour la couverture TIM, on peut utiliser une équation basée sur les résultats expérimentaux de Rommel et Wagner, qui peut être exprimée comme une fonction linéaire de la différence de températures [64] :

$$U_t = 1.14 + 0.011(T_p - T_{amb}) \quad (2.15)$$

Le coefficient de perte de chaleur au fond du collecteur est approximativement estimé par [184] :

$$U_b = \frac{K_{ins}}{\epsilon_{ins}} \quad (2.16)$$

K_{ins} est la conductivité thermique de l'isolant de fond d'adsorbeur-collecteur et ϵ_{ins} est l'épaisseur de l'isolation du fond.

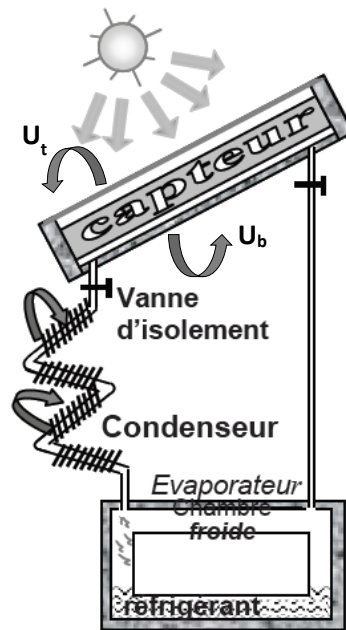


Fig. 2.4 : Pertes de chaleur à travers la machine frigorifique à adsorption pendant le chauffage [41].

Pour estimer la quantité de chaleur perdue par l'adsorbeur vers l'air ambiant pendant la phase de chauffage A-C (figure (2.2)), on utilise l'équation suivante :

$$Q_L(t_h) = S. (U_t(T_{pma_{av}} - T_{pmi_{av}}) + U_b(T_{pma_{ar}} - T_{pmi_{ar}})). t_h \quad (2.17)$$

Où, $T_{pma_{av}}$ est la température maximale de la face avant de l'adsorbeur-collecteur, $T_{pmi_{av}}$ est la température minimale de la face avant de l'adsorbeur-collecteur, $T_{pma_{ar}}$ est la température maximale de la face arrière de l'adsorbeur, $T_{pmi_{ar}}$ est la température minimale de la face arrière de l'adsorbeur-collecteur et t_h est le temps de chauffage.

A l'équilibre thermique de l'adsorbent, on peut considérer le cas où $T_{pma_{av}}=T_{pma_{ar}}=T_g$ et $T_{pmi_{av}}=T_{pmi_{ar}}=T_a$. Donc l'équation (2.17) peut être simplifiée comme suit :

$$Q_L(t_h) = S \cdot (U_t + U_b) \cdot (T_g - T_a) t_h \quad (2.18)$$

Le temps de chauffage t_h allant de 0 jusqu'à une valeur maximale possible t_{max} , où après-midi l'intensité solaire est au sommet (figure (2.5)). t_{max} correspond à des pertes de chaleur maximales possibles qu'on peut désigner par Q_{Lmax} . Cette quantité aura une importance par la suite dans le calcul de coefficient optimisé de performance COP_{optm} et qu'on va définir dans les paragraphes qui suivent dans ce chapitre.

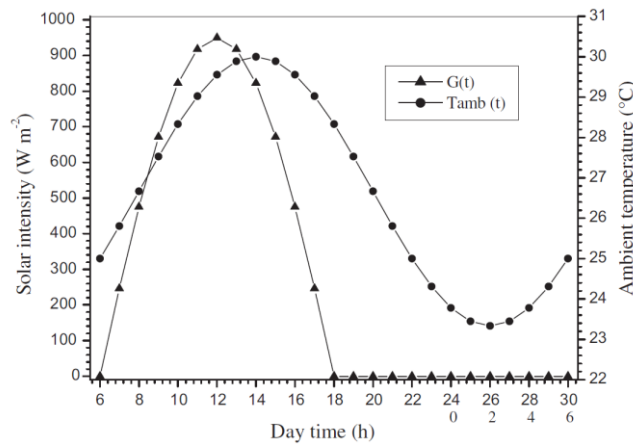


Fig. 2.5 : Évolution de l'intensité solaire G et la température ambiante T_{amb} pendant la journée [161].

5.5. Temps de chauffage

La détermination du temps de chauffage t_h impose l'égalité des flux de chaleur à travers la face supérieure de l'adsorbent :

$$\frac{Q_{ge}}{t_h} = \frac{Q_h}{t_h} + \frac{Q_L}{t_h} = -\lambda_{eff} \cdot S \cdot \frac{T_a - T_g}{Z} \quad (2.19)$$

Où :

$$Q_h = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_{des} \quad (2.20)$$

Z est l'épaisseur de l'adsorbant et λ_{eff} est la conductivité thermique effective de l'adsorbant en présence de l'adsorbat.

En général, la conductivité thermique effective λ_{eff} dans les milieux poreux est calculée comme une moyenne volumique de la conductivité du fluide et de la conductivité du solide [185]:

$$\lambda_{eff} = \varepsilon_p \cdot \lambda_f + (1 - \varepsilon_p) \cdot \lambda_s \quad (2.21)$$

λ_f est la conductivité thermique de la phase fluide. Pour le méthanol à l'état liquide, elle est égale à 0.2 W/(m.°C)

λ_s est la conductivité thermique de la phase solide. Pour le charbon actif granulaire, elle est égale à 0.36 W/(m.°C) [186].

ε_p est la porosité totale du lit adsorbant. Elle est donnée de 0.72 [187] pour le charbon actif AC35 et de 0.593 [188] pour le charbon actif AC40.

En utilisant les données ci-dessus et en appliquant l'équation (2.21), la conductivité thermique effective λ_{eff} du couple charbon actif AC40-méthanol est estimée de 0.26 W/(m.°C) et pour le couple charbon actif AC35-méthanol, elle est estimée de 0.24W/(m.°C).

À partir des équations (2.18) et (2.19), le temps de chauffage peut s'exprimer comme suit :

$$t_h = \frac{Z \cdot Q_h}{S \cdot (T_g - T_a) (\lambda_{eff} - Z \cdot (U_t + U_b))} \quad (2.22)$$

À partir de l'équation (2.22) ci-dessus, on déduit que la diminution de t_h est assurée par l'augmentation de S ou λ_{eff} et la diminution de Z (diamètre des tubes contenant l'adsorbant doit être réduit) et les coefficients de pertes de chaleur U_t et U_b .

5.6. Température maximale de chauffage

L'éclairement solaire nécessaire en W/m², reçu par l'adsorbeur-collecteur, peut être estimé par :

$$G = \frac{Q_h}{S \cdot t_h} + \frac{Q_L}{S \cdot t_h} \quad (2.23)$$

À partir de l'équation (2.19) et l'équation (2.23), on peut prédire la valeur de la température de génération maximale, qu'on la désigne par $T_{g_{max}}$, possible à atteindre en fonction de l'éclairement solaire G et la température ambiante T_{amb} en considérant que $T_a \approx T_{amb}$, puisque T_a correspond à la température au début de la journée qui prend la valeur de la température ambiante.

$$Tg_{max} = \frac{Z \cdot G}{\lambda_{eff}} + T_{amb} \quad (2.24)$$

L'avantage de calcul de Tg_{max} est de désigner le moment de fermer la vanne anti-retour (figure (1.1)), de passage de l'adsorbat vers le condenseur pendant la phase de désorption, en détectant cette valeur de température dans l'adsorbeur. Ainsi on assure le moment exact où auquel doit s'arrêter la désorption, car au-delà de cet instant l'adsorbeur ne sera pas chauffé et la désorption atteint son niveau maximum.

5.7. Chaleur dégagée par l'adsorbeur-collecteur pendant son refroidissement

Pour réduire les pertes de chaleur au niveau du capteur (adsorbeur-collecteur), la journée, des volets d'isolation contenant de laine de verre sont utilisés pour isoler la face arrière et les côtés du capteur plan. Ainsi la présence des volets d'isolation favorise le chauffage du capteur la journée et donc la désorption. Cependant, durant la phase d'adsorption où le capteur doit être bien refroidi, les volets d'isolation doivent être retirés. La plaque arrière est alors conçue de façon à être enlevée le soir lors du refroidissement du capteur où il se refroidit (sa pression diminue) par convection naturelle avec l'air ambiant. Plus la température ambiante est faible, plus le refroidissement est meilleur. La vitesse du vent favorise aussi le refroidissement du capteur [8].

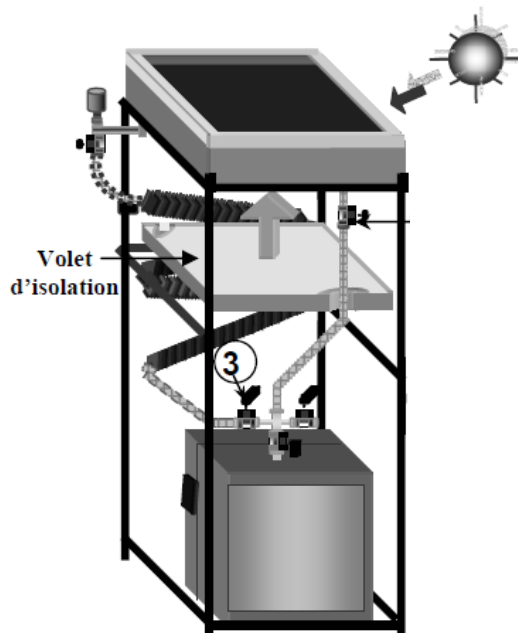


Fig. 2.6 : Machine frigorifique à adsorption avec volets d'isolation [41].

Alors, la quantité de chaleur dégagée Q_{ads} pendant la phase du refroidissement (Figure (2.3)) est une perte de chaleur vers l'air ambiant. L'équation (2.17) est donc valable pour

calculer cette quantité, à condition que le coefficient de perte de chaleur au fond du collecteur U_b soit différent, qu'on le désigne par h et qui peut être le coefficient de transfert thermique de l'air ambiant.

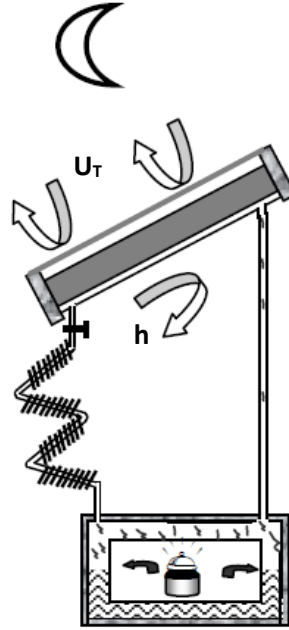


Fig. 2.7 : Pertes de chaleur à travers la machine frigorifique à adsorption pendant le refroidissement de l'adsorbeur-collecteur [41].

Q_{ads} peut être exprimée par :

$$Q_{ads} = S. (U_t(T_{pma_{av}} - T_{pmi_{av}}) + h(T_{pma_{ar}} - T_{pmi_{ar}})). t_c \quad (2.25)$$

Où, t_c est le temps de refroidissement isostérique-adsorption (phase C-A de la figure (2.2)). Il est donné par :

$$t_c = t_{cy} - t_h \quad (2.26)$$

t_{cy} est le temps de cycle. Pour un cycle intermittent, il est égal à 24 h.

A l'équilibre thermique de l'adsorbeur-collecteur, on peut considérer le cas où $T_{pma_{av}}=T_{pma_{ar}}=T_g$ et $T_{pmi_{av}}=T_{pmi_{ar}}=T_a$. Donc l'équation (2.25) peut être simplifiée comme suit :

$$Q_{ads} = S. (U_t + h). (T_g - T_a) t_c \quad (2.27)$$

5.8. Coefficient de transfert thermique minimum

Le temps t_c calculé par l'équation (2.26) correspond à un coefficient de transfert thermique h minimum, alors que la diminution du temps de refroidissement t_c est assurée par l'augmentation de h .

Pour déterminer le coefficient de transfert thermique minimum, on doit procéder à l'égalité suivante :

$$Q_{ads} = Q_{ge} - (Q_{des} + Q_L) \quad (2.28)$$

Le remplacement des équations (2.26) et (2.27) dans l'équation (2.28) donne la formulation de coefficient de transfert thermique minimum, qu'on le désigne par h_{min} :

$$h_{min} = \frac{Q_{ge} - (Q_{des} + Q_L)}{S \cdot (24 - t_h) \cdot (T_g - T_a)} - U_t \quad (2.29)$$

5.9. Temps de phase de refroidissement isostérique-adsorption

L'estimation du temps de phase de refroidissement isostérique-adsorption t_c en fonction du coefficient de transfert thermique h avec le milieu extérieur peut être obtenue par le remplacement de l'équation (2.27) dans l'équation (2.28) :

$$t_c = \frac{Q_{ge} - (Q_{des} + Q_L)}{S \cdot (U_t + h) \cdot (T_g - T_a)} \quad (2.30)$$

À partir de l'équation (2.30), on déduit que l'augmentation de h ou la surface S de l'adsorbent diminue le temps de refroidissement t_c .

6. Coefficient de performance de la machine frigorifique à adsorption

Pour que les systèmes à adsorption deviennent une alternative réaliste, ces systèmes doivent présenter des performances suffisamment élevées pour éviter une consommation supplémentaire d'énergie primaire. Les figures de mérite qui sont couramment utilisées pour caractériser les performances du cycle frigorifique à adsorption sont le coefficient de performance COP [10].

Le coefficient de performance d'un système de réfrigération à adsorption est égal à la chaleur extraite dans l'évaporateur par la chaleur reçue dans l'adsorbent pendant la phase de chauffage [164]:

$$COP = \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}} \quad (2.31)$$

7. Puissance spécifique de refroidissement

Un autre paramètre important pour le système à adsorption est la puissance spécifique de refroidissement SCP [36]. La puissance spécifique de refroidissement SCP est le rapport de la puissance de refroidissement à la masse totale du sorbant contenu dans le réacteur [37]. Elle est donnée par [36]:

$$SCP = \frac{(m_{max} - m_{min})L_e}{t_{cy}} \quad (2.32)$$

8. Données de calcul numérique

8.1. Données générales

Les valeurs de W_0 , n et D sont données dans littérature [7, 164, 189], selon la nature de l'adsorbant et de l'adsorbat. Les estimations de la pression de saturation P_s , les chaleurs latentes L_e et L_c , la masse volumique ρ_l de l'adsorbat (méthanol) à l'état liquide et la capacité calorifique massique à pression constante C_{p_l} de l'adsorbat à l'état liquide en fonction de la température sont obtenues par interpolation, en utilisant les données empiriques de Bejan et Kraus [190]. Le coefficient de perte au fond de l'adsorbent U_b et les capacités calorifiques massiques C_{p_d} et C_{p_t} sont considérés les mêmes que ceux pris par Chekirou et al. [161]. Le tableau (2.1) récapitule les données générales pertinentes du calcul numérique.

Tableau 2.1 : Valeurs des paramètres de calcul numérique.

Param.	Description	Valeur
C_{p_d}	Capacité calorifique massique à pression constante de l'adsorbant (AC35)	920 J Kg ⁻¹ K ⁻¹ [161]
C_{p_t}	Capacité calorifique massique à pression constante du métal (cuivre) contenant l'adsorbant	380 J kg ⁻¹ K ⁻¹ [161]
D	Coefficient caractérisant le couple adsorbant/adsorbat (AC35/méthanol)	5.02E-07 [7, 164, 189]

E_g	Emissivité de couvre supérieur en vitre de l'adsorbeur	0.7 [133]
E_p	Emissivité de paroi de l'adsorbeur	0.9 [133]
I_{max}	Nombre de division	100
n	Paramètre d'ajustement de l'équation de Dubinin-Astakhov (D-A) pour le couple AC35/méthanol	2.15 [7, 164, 189]
n_g	Nombre de couvres supérieurs en vitre de l'adsorbeur	01 [41, 191]
R	Constante spécifique des gaz pour méthanol	259.34 J kg ⁻¹ K ⁻¹
S	Surface d'adsorbeur	0.73 m ² [41]
t_{sr}	Temps de lever du soleil	06h (Fig. 2.5)
t_{ss}	Temps de coucher du soleil	18h (Fig. 2.5)
U_b	Coefficient de perte au fond de l'adsorbeur	0.9 W/m ² K ⁻¹
W_0	Volume maximal d'adsorbat (méthanol) qui peut être adsorbé par 1 kg d'adsorbant (AC35)	0.000425 m ³ kg ⁻¹ [7, 164, 189]
α	Coefficient de dilatation thermique de l'adsorbat (méthanol)	0.00126 K ⁻¹ [192]
ε	Erreur de convergence	10-3
Ω	Inclinaison de l'adsorbeur	37.17 °
σ	Constant de Stefan-Boltzmann	5.670367E-8 W m ⁻² K ⁻⁴

8.2. Données d'interpolation

Les isostères représentés sur la figure (2.2) (ayant une forme linéaire dans la plage des températures de l'adsorbeur) sont tracés en utilisant l'équation suivante [191] :

$$\ln P = \frac{A}{T} + B \quad (2.33)$$

A et B sont des constantes.

Ainsi, on peut obtenir la pression de saturation de l'adsorbat en fonction de la température en utilisant l'équation (2.33), par interpolation des données du tableau (2.2). Cependant,

nous utilisons une interpolation linéaire pour la capacité thermique, la chaleur latente et la densité de l'adsorbat.

Tableau 2.2 : Propriétés thermophysiques de méthanol le long de la courbe de saturation [190].

T K	P_s MPa	C_{pI} kJ kg⁻¹ K⁻¹	ρ_I kg m⁻³	h_v kJ kg⁻¹	h_l kJ kg⁻¹	L=h_v-h_l kJ kg⁻¹
200	6.1×10 ⁻⁶	2.2141	880.28	955.68	-334.31	1289.99
250	0.00081	2.3121	831.52	1013.1	-221.69	1234.79
300	0.0187	2.5461	784.51	1065.3	-100.87	1166.17
325	0.0603	2.7223	760.74	1089.5	-35.064	1124.564
350	0.1617	2.9362	735.84	1111.6	35.664	1075.936
375	0.3748	3.1891	708.86	1129.6	112.27	1017.33
400	0.7737	3.4912	678.59	1140.4	195.83	944.57
425	1.4561	3.8713	643.38	1140.3	287.71	852.59
450	2.5433	4.4067	600.49	1129.3	390.11	739.19
475	4.1688	5.3805	544.35	1117.9	507.42	610.48
500	6.5250	9.9683	451.53	1048.0	656.91	391.09

La température moyenne des parois chauffées de l'adsorbeur T_p est calculée par :

$$T_p = \frac{(T_g + T_{min})}{2} \quad (2.34)$$

La température de condensation de l'adsorbat T_c est une température de dégagement de chaleur vers le milieu extérieur et doit être aussi proche de la température ambiante que le transfert de chaleur vers l'air ambiant impose. La température d'adsorption T_a est également limitée par la température ambiante et les transferts de chaleur considérés. Bien que T_a ne soit pas nécessairement égal à T_c (différents échangeurs de chaleur peuvent être utilisés et la température ambiante peut se varier entre l'adsorption et la désorption), il est utile de considérer le cas simple où elles sont égales [7]. C'est logique pour la machine frigorifique solaire à adsorption, car le condenseur est un échangeur refroidi par l'air (T_c= température ambiante) et l'adsorbeur est refroidi à la température ambiante (T_a= température ambiante).

Les températures T_a et T_c sont égales alors à la température ambiante. On signale ici que la température de condensation T_c prend la valeur de la température ambiante maximale T_{max} , car cette température correspond à l'équilibre thermique dans le condenseur refroidi par l'air ambiant à la fin de la phase de condensation, où la température ambiante est maximale et d'après la figure (2.2) qui montre que T_c ne doit pas dépasser T_a , cette dernière correspond à la température de début de journée qui prend la valeur de la température ambiante minimale T_{min} , c'est pour ça on considère l'un des cas d'égalité des deux températures : $T_c=T_a=T_{min}$ ou $T_c=T_a=T_{max}$ ou $T_c=T_a=(T_{max}+T_{min})/2$. Pour le modèle numérique on choisit le cas qui convient aux résultats plus précis.

8.3. Données de validation

Pour chaque référence de validation, Douss et Meunier [164] et Lemmini et Errougani [191], la masse d'adsorbant a été prise la même que celle considérée par les auteurs. Lemmini et Errougani [191] ont donné la valeur de la masse de l'adsorbant, qui est égale à 14.5 kg et pour la machine étudiée par Douss et Meunier [164], elle est de 12.5 kg. Le même pour la masse du métal (cuivre) contenant l'adsorbant, qui est estimée à partir la surface d'échange par 45.68 kg pour Douss et Meunier [164] et à partir des dimensions et nombre des ailettes d'échange rapportés par Errougani [41] de 26.024 kg pour Lemmini et Errougani [191].

Les données du cycle ont été déduites à partir des courbes et des tableaux rapportées par Errougani [41]. Le tableau (2.3) récapitule toutes les données du cycle intermittent du réfrigérateur fabriqué par Lemmini et Errougani [191]. Ces données seront exploitées dans notre modèle numérique pour valider les résultats de Q_{ge} .

Tableau 2.3 : Données climatiques et opérationnelles du cycle intermittent du réfrigérateur fabriqué par Lemmini et Errougani [191].

Jours	T_{min} [°C]	T_{max} [°C]	$T_a=T_c$ [°C]	T_g [°C]	T_e [°C]	T_{Pmin} [°C]	T_{pmaar} [°C]	T_{pmaav} [°C]	W_v [m/s]	$t_h=t_{max}$ [h]
02 Avr.	14.77	17.33	14.77	72	-8.6	19.92	65.73	80.67	1.7	8.1
03 Avr.	11.37	18.14	11.37	78.81	-8.1	11.55	71.51	86.05	3.3	8.25
04 Avr.	11.16	20.29	20.29	88.57	-8.4	11.55	82.67	94.62	1.4	7.76
05 Avr.	14.74	26.44	26.44	93.50	-3.6	15.34	87.45	99.00	1.6	7.7
07 Avr.	14.74	25.09	14.74	84.79	-2.6	20.12	73.30	83.46	1.6	7.7
10 Avr.	14.71	17.69	14.71	73.20	-2.8	15.73	46.61	52.79	2.4	7.36
11 Avr.	13.17	18.19	13.17	79.74	-11.1	13.34	66.33	80.08	1.7	7.88
12 Avr.	11.72	18.08	11.72	83.37	-9.0	11.15	73.10	86.05	3.0	8.01
13 Avr.	10.80	17.56	17.56	82.42	-5.8	10.95	79.48	95.81	3.3	7.33
14 Avr.	11.40	20.32	20.32	79.53	-1.6	12.15	76.30	88.64	2.1	8.06

9. Modélisation numérique et algorithme de calcul

Les formules intégrales présentées ci-dessus (§5) sont transformées sous forme programmable en appliquant la méthode des trapèzes. Les équations (2.5), (2.10) et (2.11) peuvent être exprimées respectivement comme suit :

$$Q_{ev} = m_d \Delta m \left(L(T_e) - \Delta T \left(\frac{Cp_l(T_c) + Cp_l(T_e)}{2} + \sum_{i=1}^{i=I_{max}-1} Cp_l(T_e + i. \Delta T) \right) \right) \quad (2.35)$$

$$Q_3 = m_d \left(m_{max} \cdot \Delta T \left(\frac{Cp_l(T_{s1}) + Cp_l(T_a)}{2} + \sum_{i=1}^{i=I_{max}-1} Cp_l(T_a + i. \Delta T) \right) + \Delta T \left(\frac{m_{min} Cp_l(T_g) + m_{max} Cp_l(T_{s1})}{2} + \sum_{i=1}^{i=I_{max}-1} m(T_{s1} + i. \Delta T, P_c) Cp_l(T_{s1} + i. \Delta T) \right) \right) \quad (2.36)$$

$$Q_{des} = m_d \cdot n \cdot D \cdot \Delta T \left(\frac{E_{des}(T_g) + E_{des}(T_{s1})}{2} + \sum_{i=1}^{i=I_{max}-1} E_{des}(T_{s1} + i. \Delta T) \right) \quad (2.37)$$

Où :

I_{max} est le nombre de division, ΔT est le pas de température et $E_{des}(T) = m(T, P_c) T^n \left(\ln \frac{P_s(T)}{P_c} \right)^{n-1} \frac{q_{st}^2(T)}{RT^2}$

Pour obtenir les températures T_{s1} et T_{s2} , nous devons donner des valeurs à ces températures de T_a à T_g pour T_{s1} et de T_g à T_a pour T_{s2} et en vérifiant chaque fois les conditions suivantes [39] :

$$|m_{max} - m(T_{s1}, P_c)| / m_{max} \leq \varepsilon \quad (2.38)$$

$$|m_{min} - m(T_{s2}, P_e)| / m_{min} \leq \varepsilon \quad (2.39)$$

Pour les équations (2.14) et (2.15), la température ambiante T_{amb} est considéré égale à T_a . La figure (2.8) montre l'algorithme de calcul numérique de la performance et des échanges de chaleur dans la machine frigorifique à adsorption.

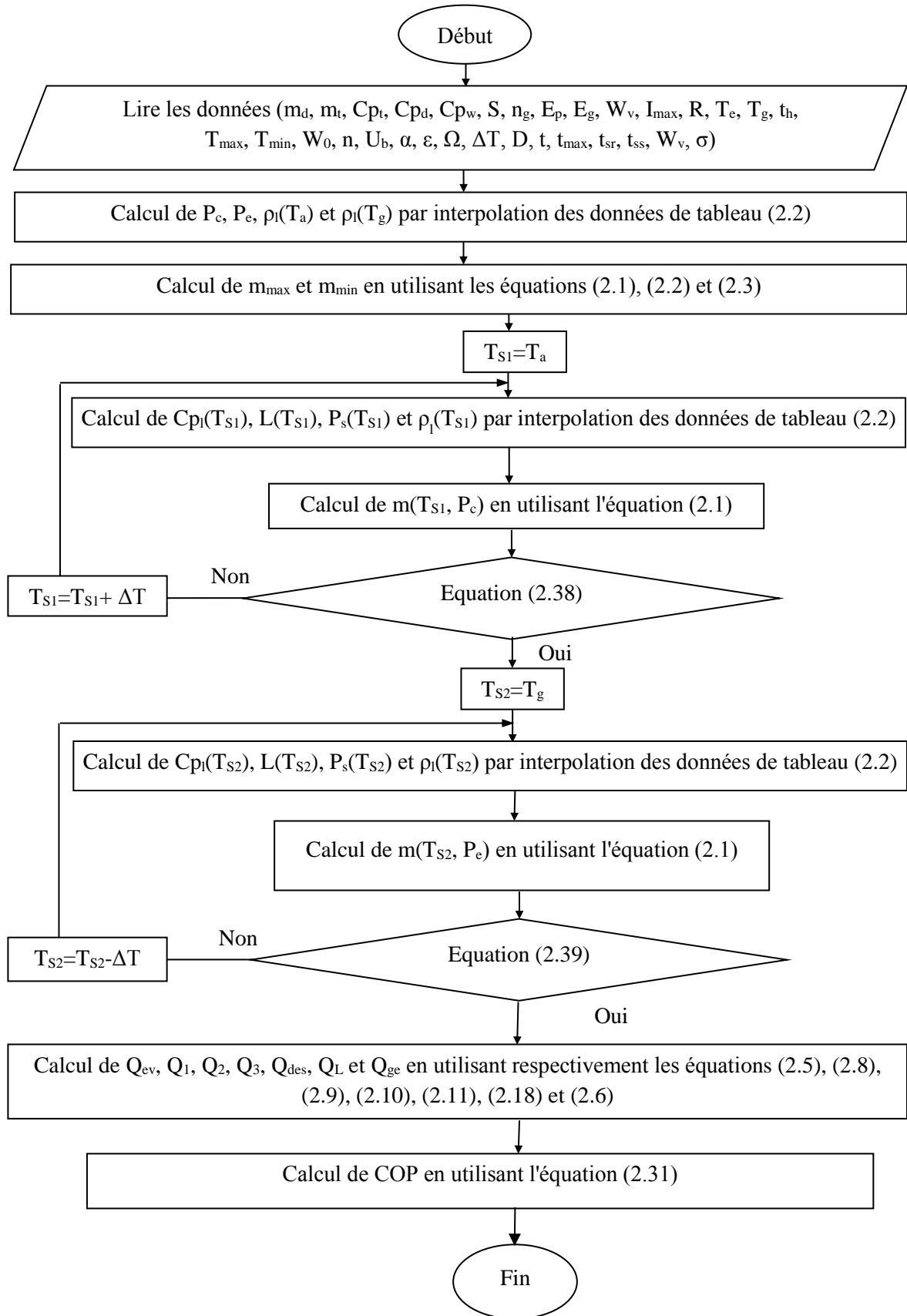


Fig. 2.8 : Algorithme de calcul numérique des échanges de chaleur dans la machine frigorifique à adsorption et sa performance.

10. Résultats et discussion

10.1. Validation des résultats du modèle numérique

Premièrement, nous validons notre modèle numérique par les résultats de Douss et Meunier [164]. Les auteurs ont étudié une unité expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-35/méthanol et qui fonctionne par le chauffage électrique au lieu du chauffage solaire, donc la perte de chaleur Q_L ne peut pas être estimée par l'équation (2.18), qui est destinée aux capteurs solaires. Douss et Meunier [164] ont donné cette quantité de chaleur, elle est égale à 365 kJ. Les résultats comparés sont présentés dans les figures (2.9), (2.10) et (2.11).

Les résultats de comparaisons entre les valeurs expérimentales de COP de Douss et Meunier [164] et la prédiction numérique de l'effet des températures du cycle, à savoir : T_e , T_g et T_a , sur le COP montrent une erreur minimale de 0 %, une erreur maximale de 6 % et erreur moyenne de 3 %.

La validation avec les résultats expérimentaux de Douss et Meunier [164] a été faite pour les quatre quantités de chaleur, Q_1 , Q_2 , Q_3 et Q_{des} , tandis que Q_L est donnée par les auteurs. Notre modèle numérique prend en compte la prédiction de cette quantité (Q_L), c'est pourquoi nous allons effectuer une seconde validation avec les résultats de Lemmini et Errougani [191], pour valider l'ensemble de l'énergie Q_{ge} , en assurant ainsi la validation de l'équation (2.18).

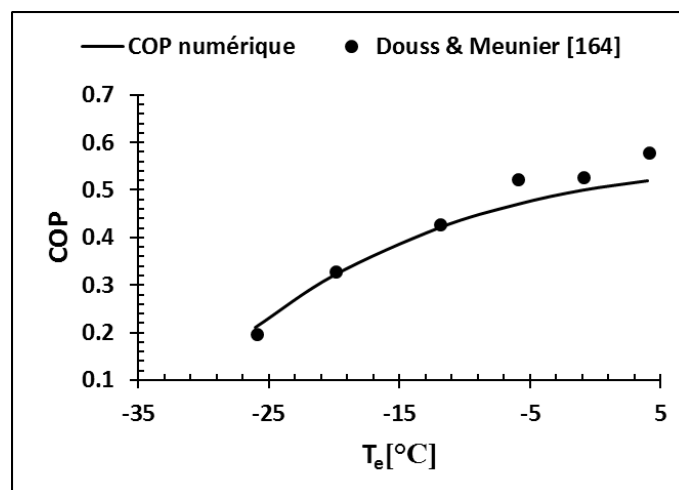


Fig. 2.9 : Comparaison entre les résultats expérimentaux [164] et numériques de l'effet de la température d'évaporation sur le COP du cycle intermittent utilisant le couple AC35-méthanol ($T_a=20^\circ\text{C}$, $T_c=14.5^\circ\text{C}$ et $T_g=80^\circ\text{C}$).

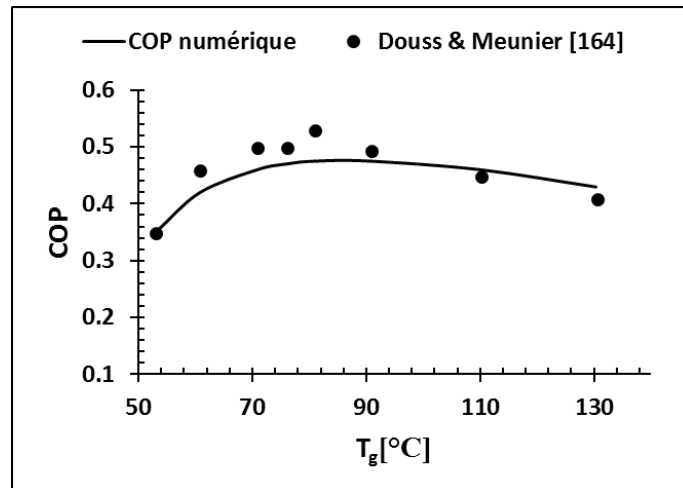


Fig. 2.10 : Comparaison entre les résultats expérimentaux [164] et numériques de l'effet de la température de génération sur le COP du cycle intermittent utilisant le couple AC35-méthanol ($T_a=20^\circ\text{C}$, $T_c=14.5^\circ\text{C}$ et $T_e=-5^\circ\text{C}$).

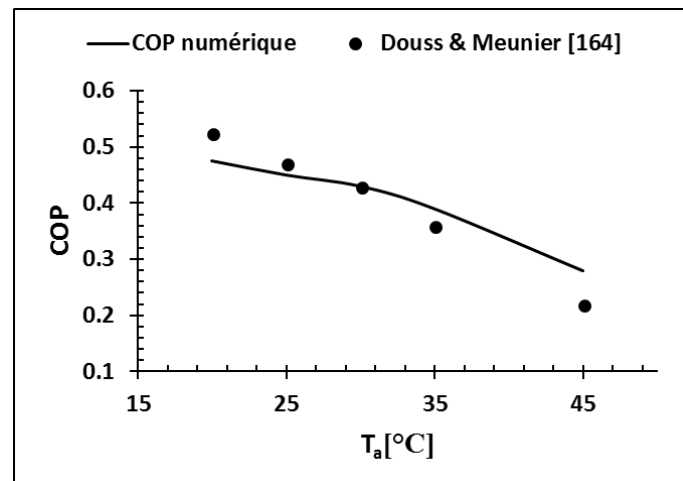


Fig. 2.11 : Comparaison entre les résultats expérimentaux [164] et numériques de l'effet de la température d'adsorption sur le COP du cycle intermittent utilisant le couple AC35-méthanol ($T_g=80^\circ\text{C}$, $T_c=14.5^\circ\text{C}$ et $T_e=-5^\circ\text{C}$).

Lemmini et Errougani [191] ont fabriqué un prototype expérimental d'une machine frigorifique solaire à adsorption avec le couple charbon actif AC-35/méthanol, où un simple vitrage est utilisé pour l'adsorbeur (l'équation (2.14) est validé pour ce cas).

En appliquant le code numérique développé, dont l'algorithme de calcul est présenté dans la figure (2.8), les résultats numériques de la quantité de chaleur Q_{ge} par unité de surface

comparés avec l'irradiation solaire E_u reçue par le capteur pendant la phase de chauffage sont donnés dans le tableau (2.4) ci-dessous.

Tableau 2.4 : Comparaison des résultats numériques de la quantité de chaleur Q_{ge} par unité de surface avec l'irradiation solaire E_u reçue par le capteur pendant la phase de chauffage.

Jour	E_u/S [kJ/m ²][191]	Q_{ge}/S [kJ/m ²]	Erreur relative
02 Avril	15894	14997	5.64%
03 Avril	20213	19924	1.42%
04 Avril	18774	18332	2.35%
05 Avril	18414	18206	1.12%
07 Avril	18490	17297	6.4%
10 Avril	15028	11672	22.33%
11 Avril	19541	16589	15.10%
12 Avril	19884	19795	0.44%
13 Avril	18727	19368	3.42%
14 Avril	16765	18066	7.76%

Les résultats de comparaisons montrent une erreur minimale de 0.44 %, une erreur maximale de 22.33 % et une erreur moyenne de 6.6 %.

10.2. Evaluation des transferts de chaleur dans la machine frigorifique à adsorption

On a vu que le chauffage de l'adsorbeur-collecteur (phase A-C de figure (2.2)) s'effectue pendant un temps t_h , qui se varie de 0 jusqu'à une valeur maximale possible t_{max} , où les irradiances solaires sont au sommet après-midi. D'après l'équation (2.18), t_{max} correspond à des pertes de chaleur maximales possibles qu'on peut désigner par Q_{Lmax} . On peut définir alors :

$$Q_{Lmax} = Q_L(t_h = t_{max}) \quad (2.40)$$

L'énergie utile reçue par l'adsorbeur-collecteur, pendant un temps du chauffage t_h , peut être calculée comme suit :

$$Q_u = Q_{ge} - Q_L \quad (2.41)$$

C'est aussi la chaleur fournie à chauffer les composants de l'adsorbeur-collecteur (adsorbant, adsorbat et métal contenant l'adsorbant-adsorbat), plus l'énergie nécessaire à la désorption.

L'énergie totale reçue par l'adsorbeur pendant un temps de chauffage maximum t_{max} est donnée par :

$$Q_{max} = Q_u + Q_{Lmax} \quad (2.42)$$

L'énergie possible à récupérer pendant un temps du chauffage $t_h \leq t_{max}$ peut être déduite comme suit :

$$Q_r = Q_{Lmax} - Q_L \quad (2.43)$$

D'autre part, l'efficacité thermique de l'adsorbeur-collecteur peut être exprimée par :

$$e = \frac{Q_u}{Q_{ge}} = \frac{Q_{ge} - Q_L}{Q_{ge}} = 1 - \frac{Q_L}{Q_{ge}} \quad (2.44)$$

La figure (2.12) montre l'efficacité thermique de l'adsorbeur et les énergies échangées en fonction du temps de chauffage, pour le jour du 05 avril 2004 testé par Lemmini et Errougani [191].

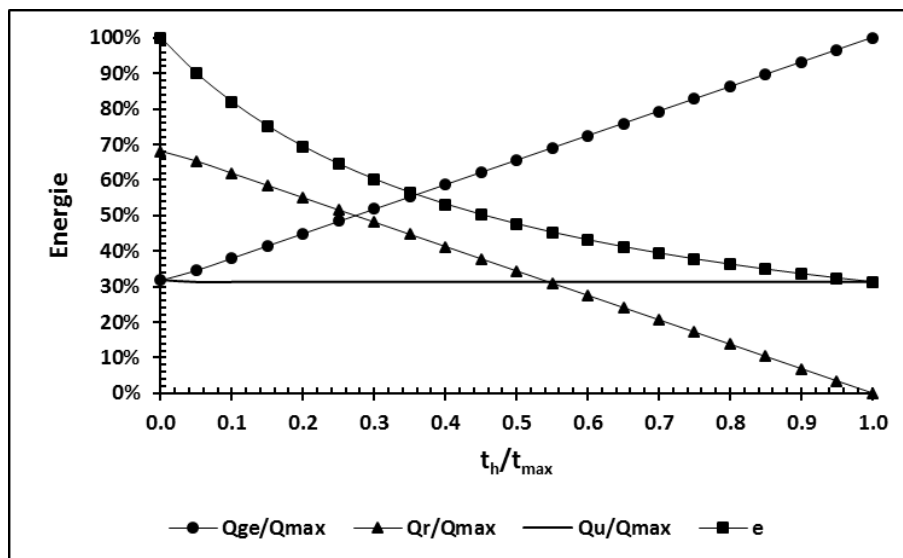


Fig. 2.12 : Efficacité thermique de l'adsorbeur et les énergies échangées en fonction du temps de chauffage.

Pour l'adsorbeur-collecteur de la machine fabriquée par Lemmini et Errougani [191], 30% de la chaleur reçue pendant la phase de chauffage est utile, tandis que le reste doit être récupéré. Les durées de chauffage t_h les plus courtes correspondent à des efficacités plus

élevées de l'adsorbent. 70% de la chaleur totale reçue par l'adsorbent-collecteur, pendant la phase de chauffage, pour un temps maximum t_{\max} est dégagée sous forme de pertes d'énergie. Cela signifie que l'amélioration de la conception de l'adsorbent-collecteur doit prendre en compte l'effet de la durée de chauffage.

10.3. Discussion à partir de littérature soutenant les résultats obtenus

Dans un système solaire de fabrication de la glace par adsorption, équipé d'un réservoir de stockage d'eau chaude conçu et construit par Ji et al. [69], l'efficacité de l'utilisation de la chaleur du système a diminué avec l'augmentation de la température de la source de chaleur, en raison de la plus grande perte de chaleur dans le processus de désorption.

Aghbalou et al. [180] ont rapporté qu'afin de rendre les systèmes de refroidissement à adsorption économiquement viables, leur taille doit être réduite. Cela implique un besoin de chauffage et de refroidissement rapide du couple adsorbant-réfrigérant. L'analyse montre que le temps de cycle est l'un des paramètres les plus influents pour le système de refroidissement solaire à adsorption [66].

Le temps de cycle a un effet majeur sur la performance du système [193], puisqu'il apparaît directement dans la définition de la puissance spécifique de refroidissement (SCP) [130], il est observé qu'il existe un temps de cycle optimal pour la taille du collecteur [193]. La taille du collecteur peut être réduite si le temps de cycle correct a été ajusté [66, 193].

Des bonnes améliorations ont été faites par Khattab [136] sur la conception du lit adsorbant, dont le détail est déjà expliqué dans le premier chapitre (figures (1.49) et (1.50)). Mais ce travail a été consacré sur l'amélioration de transfert de chaleur dans le lit et les échanges avec le milieu extérieur, alors que les pertes ont toujours un lieu.

En effet, Khattab [137] a simulé par la suite son modèle du lit adsorbant, où l'effet des conditions climatiques sur les performances du lit pendant toute l'année est également étudié. Il a constaté qu'environ 28 % de l'énergie de refroidissement est perdue en raison des effets climatiques au cours des mois chauds et ce taux atteint 17.5 % en mois froids.

Le rôle de l'amélioration du transfert de chaleur dans les cycles à adsorption est à la fois pour maximiser le chauffage régénérateur pour un COP amélioré et pour obtenir des temps plus rapides de cycle [128]. La dépendance de l'adsorption et de la désorption au

temps devrait être étudiée, car elle a des influences très importantes sur le COP et le SCP [127].

Sous des conditions de fonctionnement données et pour un certain cycle, la méthode d'augmentation de la capacité de réfrigération (SCP) est principalement de raccourcir le temps de cycle [36]. Le court temps de cycle du système signifie un bon transfert de chaleur dans l'adsorbeur [127]. Luo et al. [96] ont montré que le COP et la puissance de refroidissement pourraient être considérablement améliorées en optimisant les paramètres de fonctionnement, tels que le temps de chauffage.

10.4. Coefficient optimisé de performance

Les inconvénients de la technique de réfrigération à adsorption sont le faible COP et le faible SCP. Généralement, le COP du cycle de base est inférieur à 0.4, le COP d'un système avancé est inférieur à 0.6 et le SCP d'un système de réfrigération à adsorption solide, avec la technique d'intensification de la chaleur et du transfert de masse, est inférieur à 350 W/kg. Les faibles COP et SCP conduiront à un système en vrac, qui est le problème le plus critique pour la promotion de la technique à la commercialisation. Pour améliorer le COP et le SCP des systèmes de réfrigération et de pompe à chaleur à adsorption, des cycles avancés, une intensification des performances de transfert de chaleur et de masse et des adsorbants efficaces du type nouveau doivent être étudiés systématiquement [36].

Il existe deux méthodes pour améliorer le COP : améliorer le COP du cycle intermittent ou améliorer l'efficacité de la récupération de la chaleur [36].

La possibilité de récupération d'une partie d'énergie Q_r de la quantité de chaleur Q_L perdue par l'adsorbeur-collecteur nous conduit à définir un nouveau coefficient optimisé de performance COP_{optm} , qui peut être donné par :

$$\begin{aligned}
 COP_{optm} &= \frac{\left(\frac{Q_r}{Q_u} + 1\right) \cdot Q_{ev}}{Q_{ge}} = \frac{\left(\frac{Q_{Lmax} - Q_L}{Q_{ge} - Q_L} + 1\right) \cdot Q_{ev}}{Q_{ge}} \\
 &= \frac{\left(\frac{Q_{Lmax} - \frac{Q_{Lmax} \cdot t_h}{t_{max}}}{Q_{ge} - Q_L} + 1\right) \cdot Q_{ev}}{Q_{ge}} = \left(\frac{Q_{Lmax} \left(1 - \frac{t_h}{t_{max}}\right)}{Q_{ge} - Q_L} + 1\right) \frac{Q_{ev}}{Q_{ge}} \\
 &= \left(\frac{Q_{Lmax} \left(1 - \frac{t_h}{t_{max}}\right)}{Q_{ge} - Q_L} + 1\right) \cdot COP \tag{2.45}
 \end{aligned}$$

La figure (2.13) illustre l'évolution du rapport de COP_{optm} et COP en fonction du temps du chauffage. Les résultats montrent que, par un système de récupération de l'énergie en diminuant le temps de chauffage, la performance de la machine peut atteindre 03 fois la performance sans récupération des pertes de chaleur. Ce qui donne à la machine frigorifique à adsorption la possibilité d'être comparable au réfrigérateur à compression de vapeur de faible COP (proche de 1).

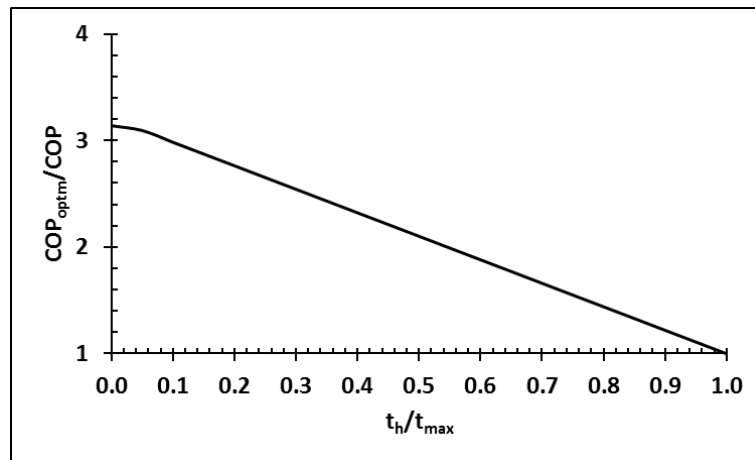


Fig. 2.13 : Évolution du rapport de COP_{optm} et COP en fonction du temps du chauffage.

10.5. Nombre d'adsorbours possible à intégrer

Au contraire, l'énergie gagnée par la diminution ou l'élimination des pertes de chaleur à travers la diminution des temps du chauffage sera exploitée par d'autres lits adsorbants, et dans ce cas-là, le COP sera multiplié. La diminution du temps de refroidissement permet aussi d'accélérer l'adsorption, surtout pour une application à cycle continu.

En utilisant un système de récupération d'énergie, le nombre d'adsorbeurs à intégrer est calculé comme suit :

$$Num_{re} = \frac{Q_r}{Q_u} = \frac{Q_{Lmax} - Q_L}{Q_{ge} - Q_L} \quad (2.46)$$

La taille et le nombre de collecteurs solaires peuvent être réduits en optimisant le temps de cycle [124]. La figure (2.14) montre le nombre des adsorbeurs à multiplier en récupérant l'énergie perdue par diminution du temps de chauffage.

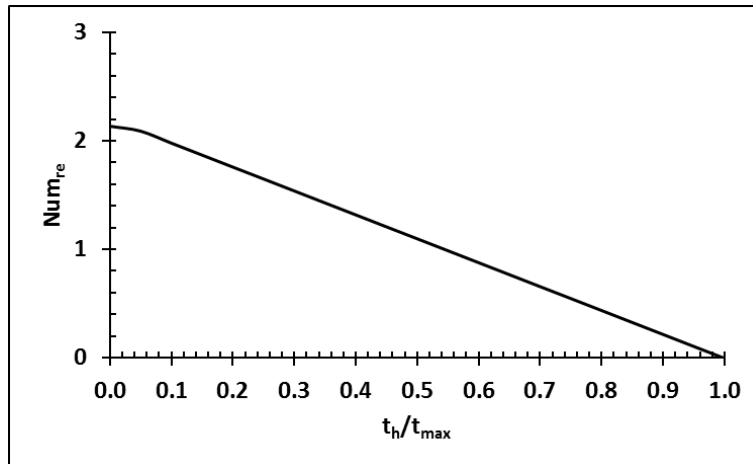


Fig. 2.14 : Nombre d'adsorbeurs à ajouter en fonction du temps de chauffage.

11. Conclusion et recommandations

Dans le présent chapitre, un modèle numérique a été développé pour prédire les différentes quantités de chaleur échangées par l'adsorbeur-collecteur, d'une machine de réfrigération solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif AC35/méthanol comme couple de fonctionnement. Le modèle a été validé par des résultats expérimentaux obtenus de la littérature.

Quatre quantités de chaleur sont utiles pour le fonctionnement du système, tandis que la cinquième est une perte d'énergie. L'estimation de cette énergie perdue a montré que le temps de chauffage de l'adsorbeur-collecteur est un facteur très important, affectant son efficacité thermique. La durée la plus courte de chauffage s'accompagne de moins de pertes de chaleur.

Si on utilise un système de réfrigération à adsorption chauffé par l'énergie solaire, la diminution du temps de chauffage est un peu difficile, car il est lié à l'intensité du

rayonnement solaire qui est en fonction du temps. Il est donc recommandé d'utiliser un fluide caloporteur au lieu d'un chauffage direct par rayonnement solaire. Ainsi, nous pouvons isoler la face supérieure de l'adsorbeur-collecteur qui représente le grand trou des pertes de chaleur et nous contrôlons le temps de chauffage par la température et le débit du fluide caloporteur. Ce dernier doit s'écouler dans les tubes d'un échangeur de chaleur à l'intérieur de l'adsorbeur-collecteur. Même si le chauffage préalable du fluide caloporteur par l'énergie solaire prend du temps, nous pouvons utiliser un système de stockage d'énergie sous forme de chaleur. Ainsi, nous assurons le chauffage de l'adsorbeur-collecteur même pendant la nuit et le cycle de la machine devient continu au lieu du cycle intermittent avec une très bonne performance.

L'étude faite a permis aussi de définir un nouveau coefficient optimisé de performance COP_{optim} plus généralisé. Il prend la valeur du coefficient de performance normal (COP) pour une récupération nulle de la perte d'énergie et une plus grande valeur pour une plus grande récupération d'énergie, en conservant la même énergie totale nécessaire pour le fonctionnement du système. L'utilité de ce coefficient optimisé de performance est de déterminer le nombre d'adsorbeurs pouvant être intégrés, pour une consommation équivalente à celle reçue par un seul adsorbeur-collecteur dans le cas sans récupération d'énergie. La production de froid augmente avec le nombre d'adsorbeurs ajoutés. Même pendant les journées où le rayonnement solaire est faible, la diminution de la production de froid sera meilleure que celle sans système de récupération d'énergie.

Une partie de ce chapitre a été publiée à l'un des journaux internationaux [194] (voir annexe: International Journal of Mechanical and Materials Engineering).

CHAPITRE III

MODÉLISATION NUMÉRIQUE DES TEMPÉRATURES LIMITES DU CYCLE DES MACHINES FRIGORIFIQUES SOLAIRES À ADSORPTION

CHAPITRE III : MODÉLISATION NUMÉRIQUE DES TEMPÉRATURES LIMITES DU CYCLE DES MACHINES FRIGORIFIQUES SOLAIRES À ADSORPTION

1. Introduction

La performance du cycle de refroidissement à adsorption est fortement affectée par le transfert de chaleur et de masse dans le lit adsorbant, ainsi que par le mode cyclique [195].

L'effet des conditions de fonctionnement sur le cycle de refroidissement à adsorption, basé sur l'analyse thermodynamique, a été étudié par un certain nombre de chercheurs [196]. La plupart des premières études ont été portées sur la détermination rapide de l'efficacité du régénérateur en fonctionnement cyclique, c'est-à-dire lorsque toutes les températures sont inchangées après un cycle complet (figure (2.2)), phase de chauffage plus phase de refroidissement [18]. L'effet des températures de fonctionnement du cycle sur le coefficient de performance (COP) du système, utilisant le couple charbon actif-méthanol, est déjà étudié par Douss et Meunir [164], à l'aide d'une unité expérimentale de refroidissement à adsorption. Ils ont constaté que le COP est très sensible aux températures d'évaporation, d'adsorption et de génération.

Nombreuses recherches [7, 23, 56, 161, 164] ont présenté la variation de COP, basée sur un ou plusieurs paramètres de fonctionnement du cycle des systèmes à adsorption (figure (2.2)). Autres [165, 197] ont donné des modèles de calcul de la performance du système en fonction de la conception et des paramètres de fonctionnement.

Naef et al. [174] ont présenté une analyse thermique et une étude de modélisation d'une machine solaire à adsorption, pour la production de la glace utilisant le charbon actif dans la ville de Dhahran en Arabie Saoudite. L'effet des températures de fonctionnement sur le COP et la quantité produite de glace a été donné.

Allouhi et al. [198] ont étudié l'évaluation de la performance des systèmes de refroidissement solaires à adsorption, pour la préservation des vaccins en Afrique subsaharienne. L'effet de la température de l'évaporateur et du condenseur sur le coefficient de performance solaire et la puissance spécifique de refroidissement a été donné dans cette étude.

L'un des principaux problèmes de la réfrigération solaire utilisant le processus de sorption-désorption est de trouver les cycles thermodynamiques adaptés aux températures

imposées par l'application en question [44]. Le cycle à adsorption est mieux compris en référant au diagramme P-T-X (pression-température-concentration comme le montre la figure (2.2)) [7]. Cependant, les températures de fonctionnement sont l'une des limitations qui limitent la performance des systèmes de refroidissement utilisant le couple charbon actif-méthanol.

Critoph [7, 23] a rapporté que les quatre températures indiquées par l'intersection de deux isobares et deux isostères du cycle thermodynamique (figure (2.2)) sont simplement liées par deux équations.

Teng et al. [158] ont exprimé les températures au début de la désorption et de l'adsorption en fonction des paramètres du cycle thermodynamique du système (température à la fin de la désorption, température de condensation, température d'évaporation et rapport massique de l'adsorbat).

Le cycle de la machine frigorifique à adsorption est limité par quatre températures comme le montre la figure (2.2), à savoir T_a , T_{S1} , T_g et T_{S2} , en plus de température d'évaporation T_e et de condensation T_c . La mise en marche de la machine doit d'abord suivre le cycle et comme la performance est affectée par les caractéristiques du système discutées ci-dessus, le fonctionnement pour une telle performance doit s'adapter aux températures du cycle calculées en fonction des propriétés du système. Cela nécessite une procédure itérative pour faire tester la compatibilité d'une plage des températures avec le fonctionnement du cycle de la machine, permettant d'avoir un COP prédéfini.

Jusqu'à présent, les recherches anciennes et récentes n'ont pas abordé la détermination des températures de fonctionnement, en fonction de la performance du système et les conditions externes (COP ou quantité de glace produite et conditions climatiques). Cette relation inverse est importante, car le réglage automatique (en utilisant des thermostats et un clapet anti-retour comme le montre la figure (3.1)) ou le fonctionnement manuel de la machine frigorifique à adsorption pour un COP ou une quantité de glace à produire présélectionnés doit d'abord définir les températures de fonctionnement du cycle thermodynamique (figure (2.2)), correspondant à cette performance.

Par conséquent, un développement ultérieur d'un modèle numérique est nécessaire pour prédire les températures de fonctionnement requises du système, avec un couple de travail connu et une énergie à extraire pour la production donnée du froid.

Le présent chapitre est consacré à l'établissement d'un modèle numérique qui consiste à un algorithme de calcul, pour prédire les températures de fonctionnement de la machine frigorifique à adsorption. La machine considérée est un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-40/méthanol comme couple de travail. Les températures de fonctionnement prévues sont les températures aux limites de cycle et celles qui règnent dans le condenseur et l'évaporateur comme le montre la figure (2.2).

2. Schéma du process de la machine frigorifique solaire à adsorption

Dans une machine frigorifique à adsorption, le compresseur est remplacé par un adsorbent ou un réacteur (compresseur thermique), où se produisent les réactions physiques d'adsorption entre le réfrigérant (adsorbat) et l'adsorbant. Le reste de la machine n'est pas trop modifié par rapport aux systèmes classiques de refroidissement. Le schéma du process de la machine frigorifique à adsorption est représenté dans la figure (3.1).

Dans le cas le plus simple, la machine a les composants suivants : [39]

- Un adsorbent contenant l'adsorbant solide en contact avec une source chaude (irradiation solaire) et source froide (air ambiant). Pour le cycle frigorifique à adsorption, il joue le rôle du compresseur (aspiration et compression) dans un cycle frigorifique à compression ;
- Un condenseur, en contact avec une source froide (air ambiant), dans lequel le réfrigérant est condensé à la pression et la température de condensation ;
- Un récipient utilisé pour stocker le réfrigérant liquide venant du condenseur ;
- Un détendeur ;
- Un évaporateur en contact avec une source chaude (chambre froide), dans lequel le réfrigérant est évaporé à la pression et la température d'évaporation ;
- Deux clapets anti-retour 1 et 2.

En plus de ces composants, nous proposons deux thermostats pour contrôler automatiquement l'ouverture et la fermeture des clapets anti-retour, en fonction de la température détectée dans l'adsorbent. C'est un bon moyen pour faire fonctionner la machine en correspondance avec le cycle thermodynamique montré dans la figure (2.2).

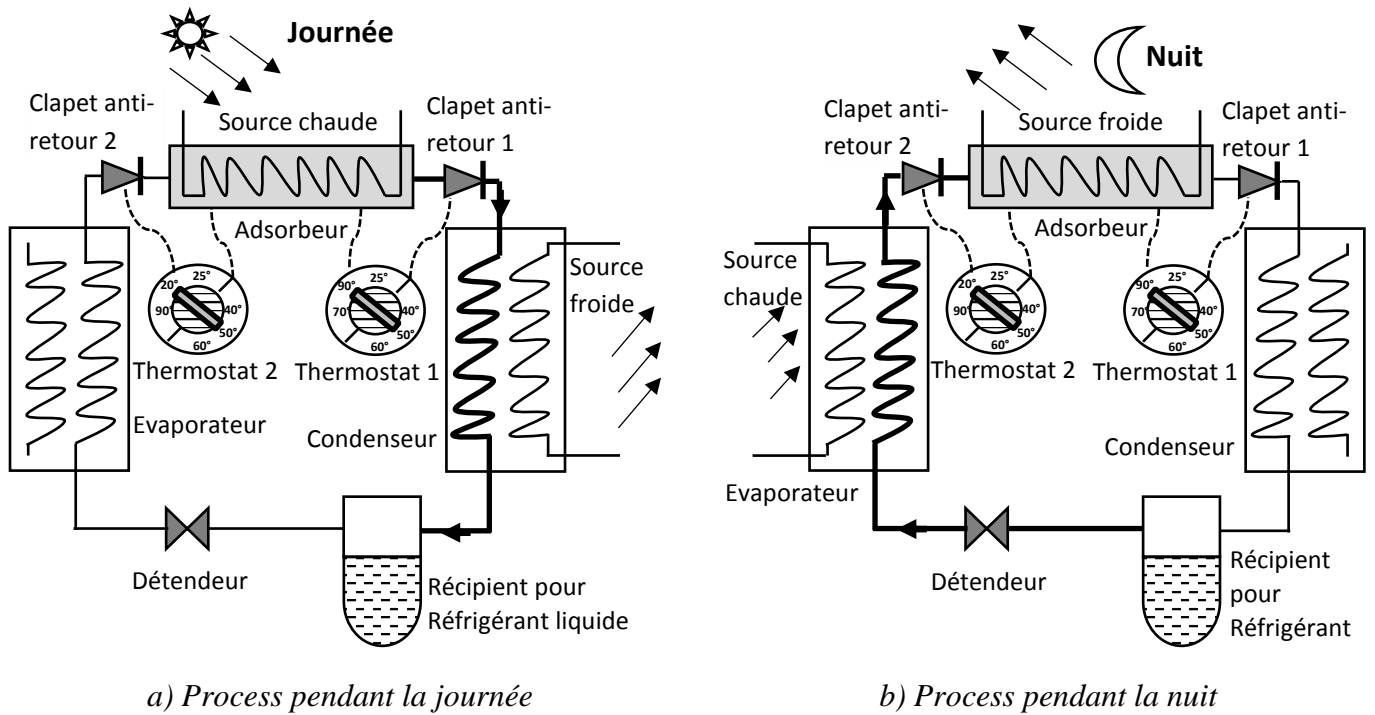


Fig. 3.1 : Schéma du process de la machine frigorifique solaire à adsorption.

3. Modélisation mathématique

L'efficacité de la machine de refroidissement à adsorption est exprimée par le coefficient de performance thermique (COP). Il est déjà donné par l'équation (2.31).

L'extraction d'une quantité de chaleur Q_{ev} (équation (2.5)) produit une masse de glace m_{ice} . Donc Q_{ev} est une fonction de m_{ice} , qui peut être estimée par l'expression suivante :

$$Q_{ev} = m_{ice}(L_{ice} + Cp_w(T_{amb} - T_{ice})) \quad (3.1)$$

L_{ice} est la chaleur latente de la glace à la température T_{ice} , T_{atm} est la température ambiante et Cp_w est la capacité calorifique massique de l'eau.

D'autre part, l'équation (2.31) peut s'exprimer comme suit :

$$COP = \frac{Q_{ev}}{E_u} \quad (3.2)$$

D'où, Q_{ev} peut s'écrire alors :

$$Q_{ev} = COP \cdot E_u \quad (3.3)$$

En substituant l'équation (3.3) dans l'équation (3.1), on obtient :

$$m_{ice} = \frac{COP \cdot E_u}{(L_{ice} + Cp_w(T_{amb} - T_{ice}))} \quad (3.4)$$

À partir de l'équation (3.4) ci-dessus, on déduit alors une nouvelle formulation de COP prédéfini :

$$COP = \frac{m_{ice} \cdot (L_{ice} + Cp_w(T_{amb} - T_{ice}))}{E_u} \quad (3.5)$$

4. Modélisation numérique

L'algorithme du programme de calcul est montré dans la figure (3.2). Cet algorithme permet de prédire les températures de fonctionnement, T_a , T_{S1} , T_{S2} , T_c , T_e et T_g (voir figure (2.2)), du cycle de la machine pour une masse de glace ou un COP donnés et des conditions climatiques connues (irradiation solaire et température ambiante). Les températures calculées numériquement seront validées par la quantité de chaleur Q_{ge} et le coefficient de performance COP estimés préalablement.

Le programme du calcul numérique est convergé sous la condition suivante :

$$\frac{|COP_{déf} - COP|}{COP_{déf}} \leq \varepsilon \quad (3.6)$$

Où le $COP_{déf}$ est le coefficient de performance défini préalablement et le COP est celui calculé numériquement.

Les températures T_a et T_c peuvent prendre la même valeur qui est proche de l'une des températures T_{min} , T_{max} ou leur moyenne, comme il est expliqué dans le chapitre précédent (§8.2) et en général, elles dépendent de la température ambiante et prennent sa valeur à l'état de l'équilibre thermique, c'est-à-dire après la condensation ($T_c=T_{amb}$) et au début du chauffage ($T_a=T_{amb}$). C'est pour ça on considère le cas : $T_a=T_c=T_{amb}=(T_{min}+T_{max})/2$.

La température T_e n'est pas une température à contrôler directement, car c'est un niveau de température à laquelle s'évapore le réfrigérant, selon la quantité de chaleur à extraire pendant l'évaporation ainsi que la pression de fluide atteinte par refroidissement isostérique (figure (2.2)) se détermine la valeur de cette température. Pour ce faire, on suit une procédure itérative de l'équation (3.3). Alors, la température T_e sera prédite par la condition déduite de l'équation (3.3) comme suit :

$$COP_{\text{déf}} \cdot E_u - Q_{ev} \leq \varepsilon \quad (3.7)$$

La prédiction des températures T_{S1} et T_{S2} est assurée toujours par les conditions des équations (2.38) et (2.39).

La température T_g est le paramètre de base de la boucle itérative principale de l'algorithme de calcul de la figure (3.2), donc la convergence de cet algorithme en appliquant la condition de l'équation (3.6) assure la pertition de cette température.

Par la vérification des conditions ci-dessus en suivant un processus itératif, on confirme que le programme a réussi à trouver les températures du cycle thermodynamique, à savoir : T_a , T_c , T_{S1} , T_{S2} , T_g et T_e , correspondant à la performance présélectionnée ($COP_{\text{déf}}$ ou m_{ice}) et aux conditions climatiques connues (E_u et T_{amb}).

La quantité d'énergie Q_{ge} nécessaire pour le fonctionnement de la machine peut être alors calculée par l'algorithme de la figure (3.2), en utilisant la même procédure de l'algorithme représenté dans la figure (2.8).

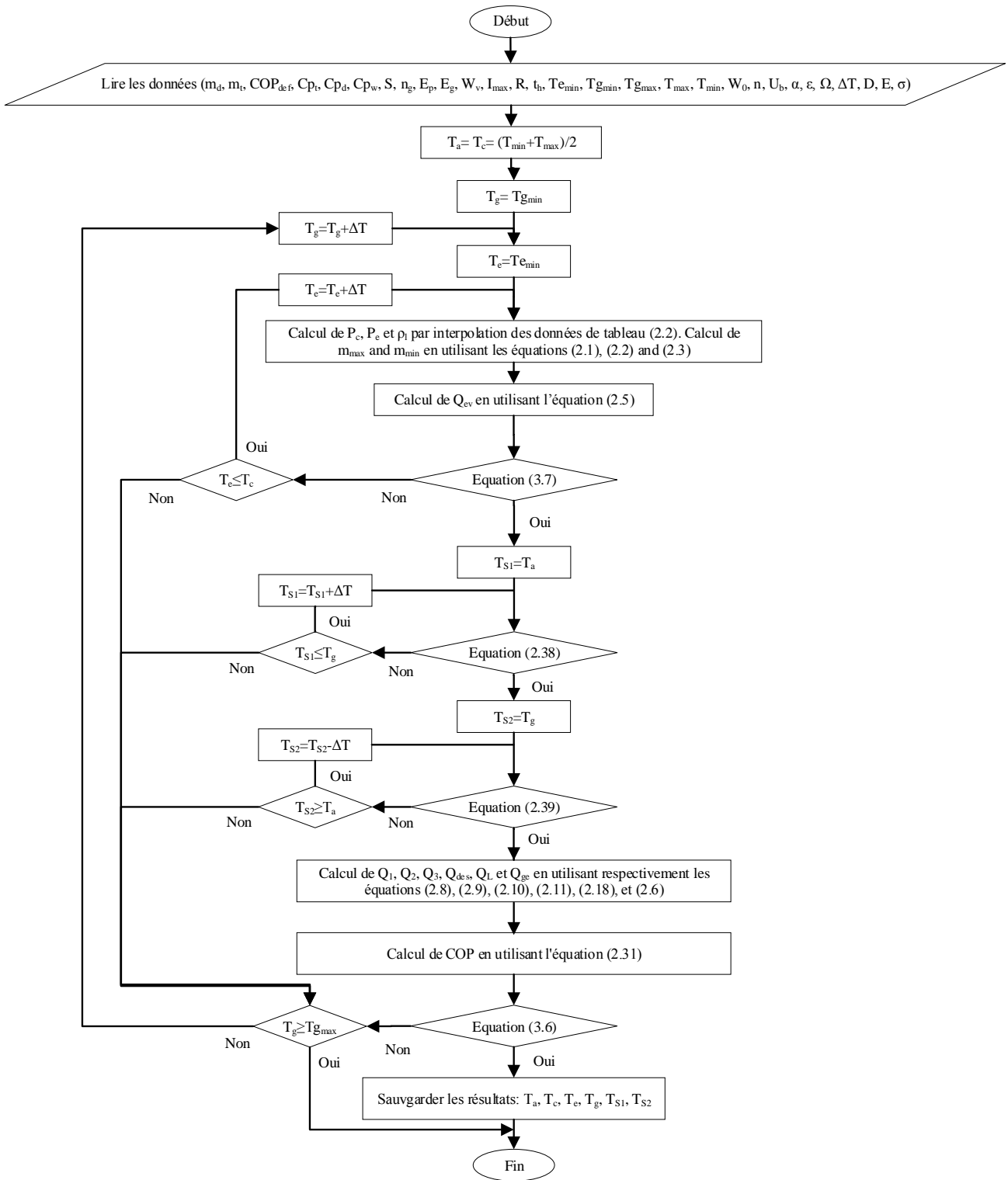


Fig. 3.2 : Organigramme détaillé de prédiction des températures de fonctionnement, pour m_{ice} donnée et conditions climatiques connues (irradiation solaire et température ambiante).

5. Données de calcul

Les données nécessaires à la validation de l'algorithme de la figure (3.2) sont présentées dans le tableau (3.1). Le coefficient U_b de perte de chaleur de la face arrière du capteur est estimé par l'équation (2.16). Le coefficient D caractérisant le couple AC40-méthanol est calculé par la formulation suivante :

$$D = \left(\frac{R}{F_{DA}} \right)^n \quad (3.8)$$

Où F_{DA} est un paramètre de l'équation (2.1), dont la valeur pour AC40-méthanol est donnée par Boubakri et al. [199].

Pour les températures de la face avant et la face arrière, on considère le cas où $T_{pma_{ar}} = T_{pma_{av}} = T_g$ et $T_{pmi_{ar}} = T_{pmi_{av}} = T_a$.

Tableau 3.1 : Données de validation de l'algorithme numérique.

Symbole	Paramètre	Valeur
C_{pd}	Capacité calorifique massique à pression constante de l'adsorbant	920 J kg ⁻¹ K ⁻¹ [161]
C_{pt}	Capacité calorifique massique à pression constante du métal (cuivre) contenant l'adsorbant	380 J kg ⁻¹ K ⁻¹ [161]
C_{pw}	Capacité calorifique massique à pression constante de l'eau	4185 J kg ⁻¹ K ⁻¹
F_{DA}	Paramètre de l'équation Dubinin-Astakhov	173×10 ³ J kg ⁻¹ [199]
E_g	Emissivité de couvre supérieur en vitre de l'adsorbent	0.9 [200]
E_p	Emissivité de paroi de l'adsorbent	0.1-0.15 [200]
I_{max}	Nombre de division	100
K_{ins}	Conductivité thermique de l'isolation (laine de verre) de la face inférieure de l'adsorbent	0.04 Wm ⁻¹ K ⁻¹
L_{ice}	Chaleur latente de la glace à 0°C et à pression atmosphérique	333×10 ³ J kg ⁻¹
n	Paramètre d'ajustement de l'équation de Dubinin-Astakhov (D-A) pour le couple AC40-méthanol	1.53 [199]
m_d	Masse de l'adsorbent	40 kg [200]

m_t	Masse des tubes en métal contenant l'adsorbant (estimée à partir des données de nombre et dimensions des tubes rapportés par Buchter and al. [200])	16.47 kg
n_g	Nombre de couvercles supérieurs en verre de l'adsorbeur	1 [200]
R	Constante spécifique des gaz pour méthanol	259.34 J kg ⁻¹ K ⁻¹
S	Surface d'adsorbeur	2 m ² [200]
$T_{e_{min}}$	Température d'évaporation minimale considérée pour l'algorithme de la figure (3.2)	-10°C
$T_{g_{max}}$	Température de génération maximale considérée pour l'algorithme de la figure (3.2)	100°C
$T_{g_{min}}$	Température de génération minimale considérée pour l'algorithme de la figure (3.2)	50°C
t_h	Temps du chauffage (considéré pour tout le jour)	24 h
T_{ice}	Température de glace	0°C
W_0	Volume maximal d'adsorbant (méthanol) qui peut être adsorbé par 1 kg d'adsorbant (AC40)	611×10 ⁻⁶ m ³ /kg [199]
W_v	Vitesse du vent	0 m s ⁻¹
Z	Épaisseur du lit adsorbant (diamètre des tubes contenant l'adsorbant)	0.07 m [199]
α	Coefficient de dilatation thermique de l'adsorbant (méthanol)	1.26×10 ⁻³ K ⁻¹ [192]
ΔT	Pas de température	0.1 K
ε	Erreur de convergence de l'algorithme numérique	10 ⁻³
ε_{ins}	Épaisseur de l'isolation de la face inférieure de l'adsorbeur	0.03 m [200]
λ_{eff}	Conductivité thermique effective du couple AC40-méthanol	0.26 W/(m.K)
Ω	Inclinaison de l'adsorbeur	14.2 ° [200]
σ	Constant de Stefan-Boltzmann	5.67×10 ⁻⁸ W m ⁻² K ⁻⁴

6. Prédiction numérique des températures limites du cycle intermittent

Les températures prédites seront validées pour la machine de Buchter et al. [200], par l'assurance de la condition de l'équation (3.6).

Le travail de Buchter et al. [200] s'agit d'un réfrigérateur solaire à adsorption avec le couple charbon actif AC40-méthanol, construit et testé en mai 1999 à Ouagadougou, au Burkina Faso. Le capteur solaire utilisé est équipé d'un vitrage simple, de sorte que le coefficient de perte de chaleur à la partie supérieure du collecteur sera estimé par l'équation (2.14).

On exploite les données expérimentales de Buchter et al. [200] et on applique l'algorithme numérique de la figure (3.2), en conditionnant la convergence par la vérification de l'équation (3.6), pour prédire les températures du cycle de cette machine pendant les 20 jours testés par les auteurs. On valide alors nos résultats de COP en comparaison avec les résultats donnés par Buchter et al. [200], en utilisant trois données expérimentales comme entrées du code numérique, à savoir : T_{\max} , T_{\min} et E et le reste sera calculé numériquement.

On note que pour l'estimation de la quantité Q_{ge} (équation (2.6)), Buchter et al. [200] ont utilisé l'équation (2.7) et ont fait un intégral sur toute la journée, c'est-à-dire à partir de lever du soleil jusqu'à coucher du soleil et non pour la durée du chauffage A-C comme le montre la figure (2.2). Alors, comme application, la quantité de l'irradiation solaire E_u reçue pendant la phase de chauffage est remplacée dans les équations (3.2), (3.3), (3.4), (3.5) et (3.7) par l'irradiation solaire E reçue pendant toute la journée.

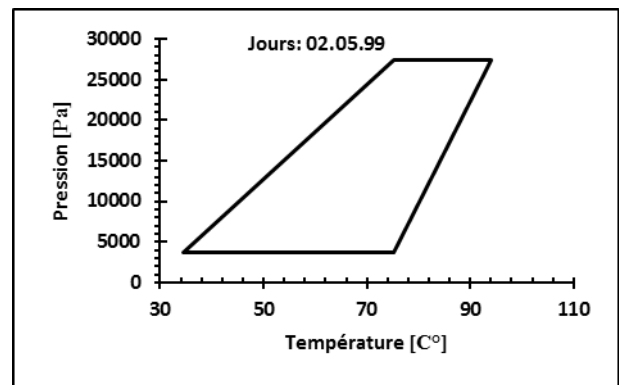
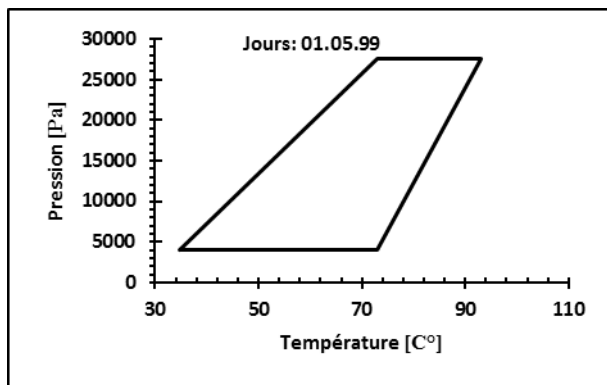
Une partie de l'irradiation solaire E reçue toute la journée est la quantité de chaleur fournie à l'adsorbeur Q_{ge} pendant la durée du chauffage et le reste est une perte de chaleur jusqu'à la reprise d'un nouveau cycle. C'est pour ça pour les résultats ci-dessous (tableau (3.2)), la quantité Q_L calculée par l'équation (2.18) est considérée pour un cycle de 24 heures ($t_h=24h$).

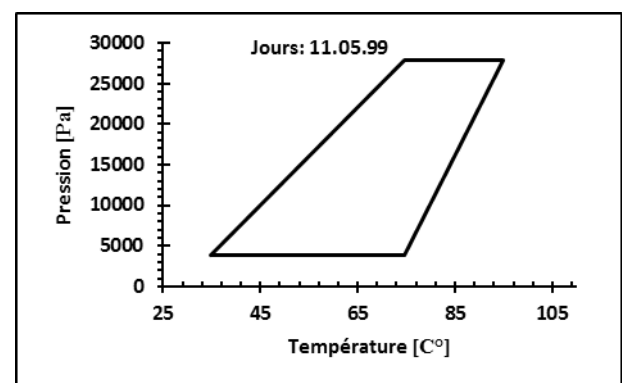
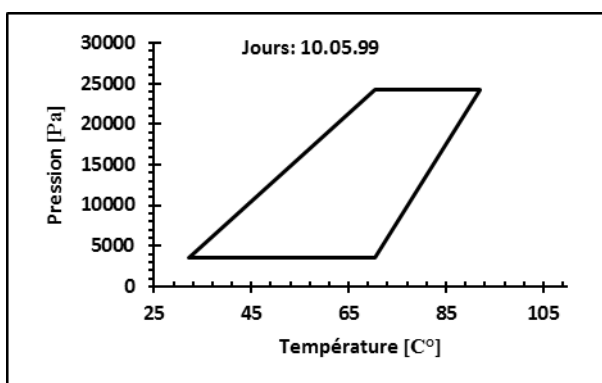
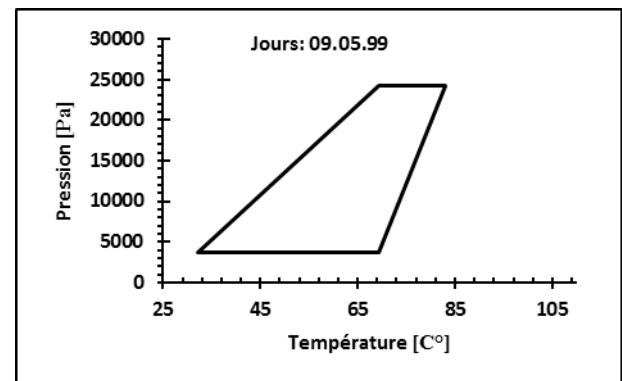
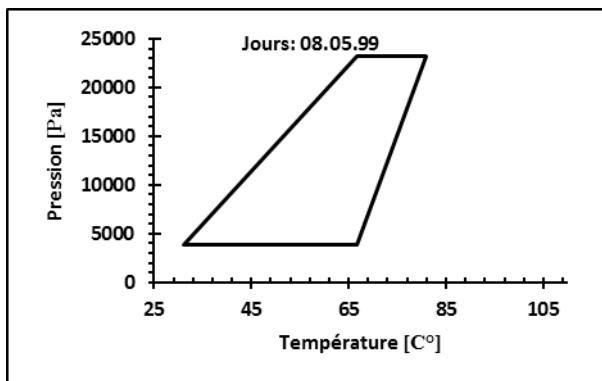
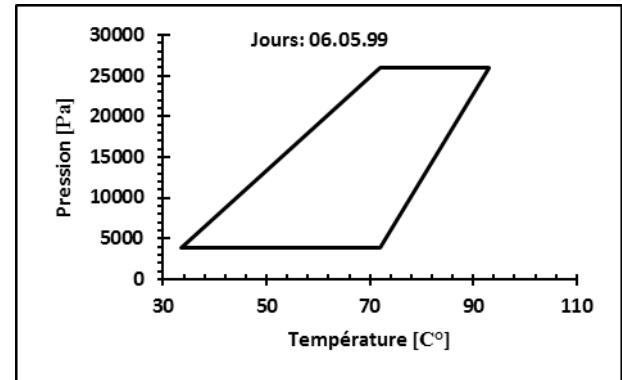
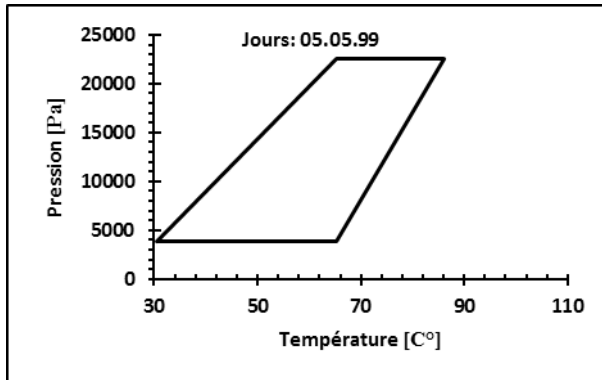
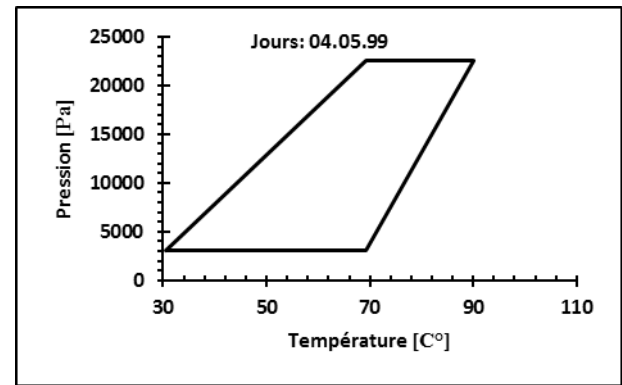
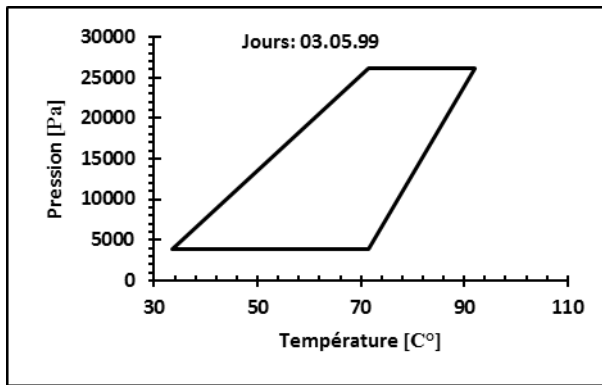
Les résultats de COP comparés à ceux de Buchter et al. [200] et les températures prédites de fonctionnement sont présentés dans le tableau (3.2).

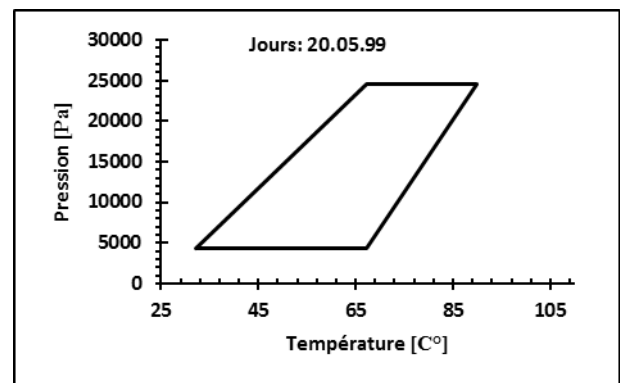
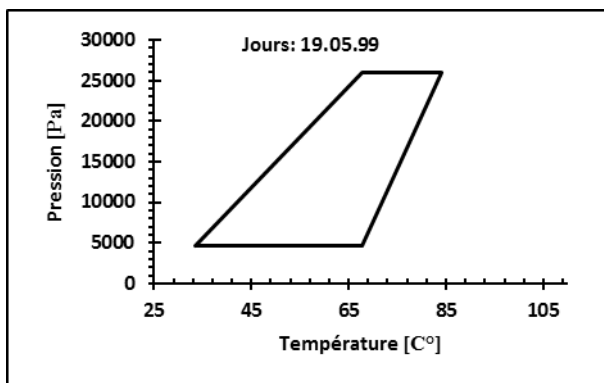
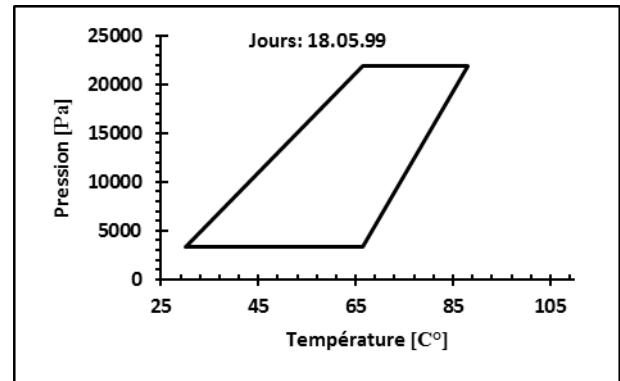
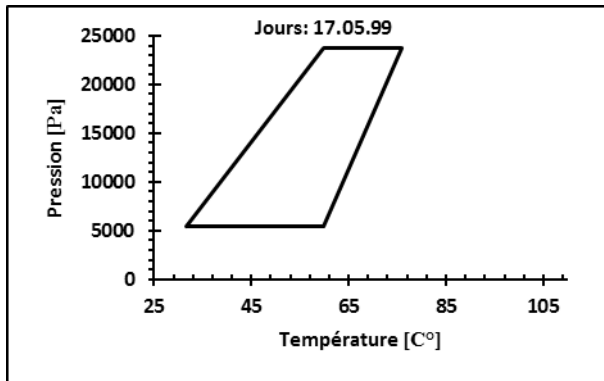
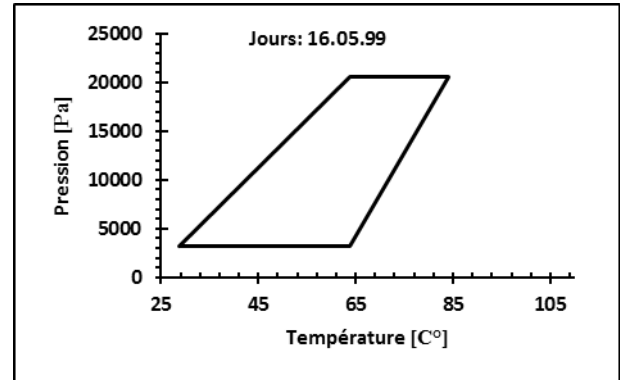
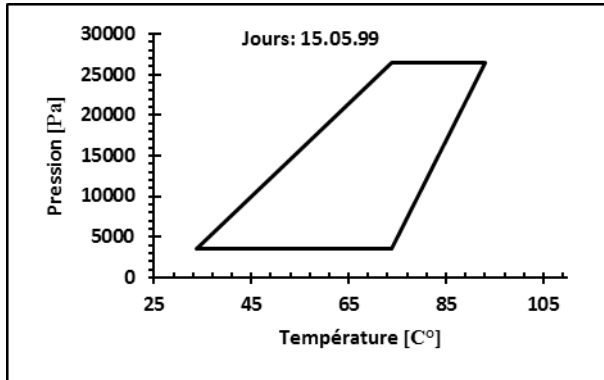
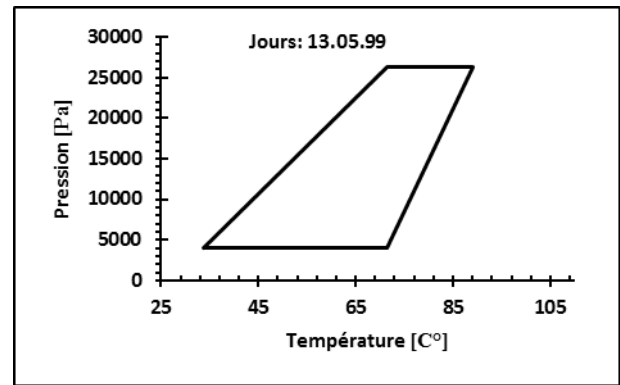
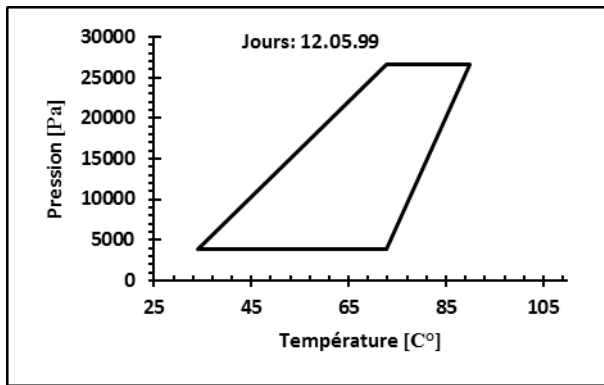
Tableau 3.2 : Valeurs de COP comparées à celles rapportées par Buchter et al. [200] avec les températures de cycle correspondant.

Jour	Données expérimentales [200]				Résultats numériques						
	T _{min} [C°]	T _{max} [C°]	E/S [MJ/m ²]	COP _{déf}	COP	Erreur relative de COP [%]	Températures prédites				
							T _{a≈T_c} [C°]	T _g [C°]	T _e [C°]	T _{s1} [C°]	T _{s2} [C°]
01.05.99	28.2	41.1	24.57	0.097	0.0969	0.11	34.65	93	0.30	73	51.77
02.05.99	29.2	39.9	22.07	0.087	0.08708	0.096	34.55	94	-1.5	75.15	50.57
03.05.99	28.6	38.6	23.04	0.1	0.1001	0.16	33.6	92	-0.4	71.44	51.20
04.05.99	28.6	32.6	19.91	0.099	0.0988	0.14	30.6	90	-3.9	69.22	48.35
05.05.99	25.7	35.4	23.3	0.115	0.1148	0.16	30.55	86	-0.8	65.22	48.58
06.05.99	28.7	38.1	24.83	0.099	0.0991	0.10	33.4	93	-0.9	71.86	51.55
08.05.99	28	34.3	9.23	0.097	0.0965	0.45	31.15	81	-0.5	66.74	43.76
09.05.99	26.3	37.9	20.14	0.088	0.0877	0.27	32.1	83	-1.3	69.23	43.91
10.05.99	26.8	37.4	20.68	0.101	0.1011	0.14	32.1	92	-2.09	70.26	50.69
11.05.99	28.4	41.4	24.92	0.092	0.0919	0.074	34.9	95	-0.7	74.66	52.13
12.05.99	28.3	39.7	23.01	0.091	0.09102	0.032	34	90	-0.5	72.70	48.84
13.05.99	28.2	39.2	22.75	0.096	0.0961	0.148	33.7	89	0.20	71.34	49.02
15.05.99	29.5	38.1	24.23	0.09	0.0901	0.18	33.8	93	-1.7	73.82	50.20
16.05.99	22.7	34.9	23.29	0.111	0.110	0.37	28.8	84	-3.7	63.90	45.71
17.05.99	26.8	36.4	18.98	0.131	0.1313	0.23	31.6	76	5	59.85	45.73
18.05.99	24.3	35.8	24.65	0.109	0.10902	0.023	30.05	88	-2.8	66.33	48.60
19.05.99	28.3	38.8	21.21	0.105	0.1049	0.094	33.55	84	2.4	67.85	47.58
20.05.99	27.2	37.3	24.55	0.117	0.1171	0.0917	32.25	90	1.10	67.16	52.32
21.05.99	25.2	36.2	22.49	0.125	0.124	0.31	30.7	83	1.40	62.89	48.36
22.05.99	27.5	37.8	32.65	0.107	0.1069	0.060	32.65	108	-2	71.5	64.01

Les résultats, ci-dessus, de COP numérique sont retenus pour une erreur la plus minimale possible, en appliquant la condition de l'équation (3.6), par rapport au COP expérimental (COP_{déf}). L'erreur relative minimale est de 0.02 %, l'erreur relative moyenne est de 0.16 % et l'erreur relative maximale est de 0.45 %. La figure (3.3) représente les cycles idéals prédits de la machine de Buchter et al. [200] pour les 20 jours testés.







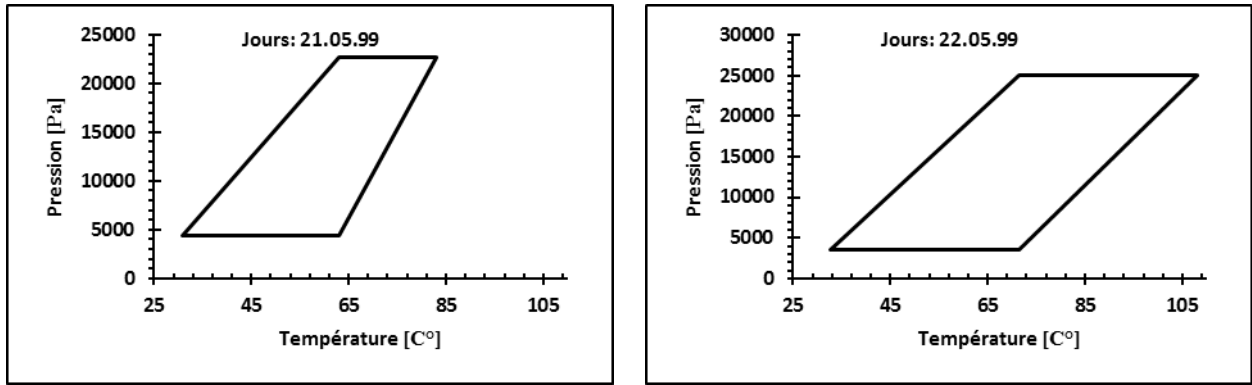


Fig. 3.3 : Cycles idéals prédits de la machine de Buchter et al. [200] pour les 20 jours testés.

7. Prédiction des limites performantes du cycle intermittent

Comme application on va étudier l'exemple de la machine de Buchter et al. [200], pour voir les limites performantes du cycle de cette machine. La figure (3.4) montre les quantités de masses de glace possibles à produire par la machine pour les différents jours testés. Les résultats ont montré que la masse maximale est celle de la journée du 22 mai 1999, qui correspond à une température de génération maximale $T_g=108^\circ\text{C}$ comme le montre le tableau (3.2).

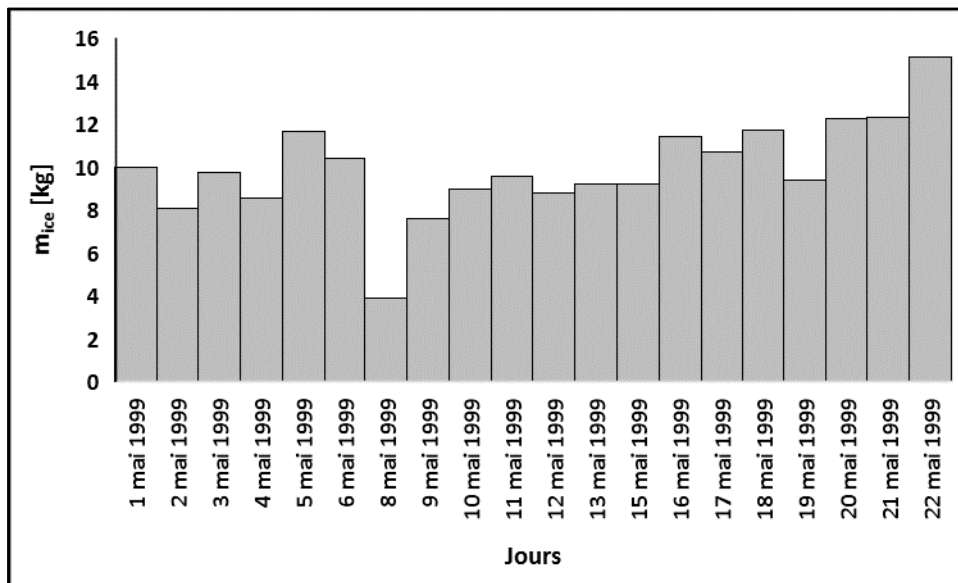


Fig. 3.4 : Masses de glace possibles à produire par la machine de Buchter et al. [200] pour les différents jours testés.

Pour un éclairement solaire constant ($G=cte$) et à partir de l'équation (2.7), l'irradiation solaire totale reçue pendant la phase de chauffage est donnée par :

$$E_u = S. G. t_h \tag{3.9}$$

Donc on peut déduire l'éclairement solaire G comme suit :

$$G = \frac{E_u}{S \cdot t_h} \quad (3.10)$$

En substituant l'équation (3.10) dans l'équation (2.24), on obtient :

$$E_u = \frac{(T_{gmax} - T_{amb}) \cdot \lambda_{eff} \cdot S \cdot t_h}{Z} \quad (3.11)$$

Pour formuler la température de génération maximale T_{gmax} en fonction de la masse de la glace à produire, on fait substituer l'équation (3.11) dans l'équation (3.4) :

$$T_{gmax} = \frac{m_{ice}(L_{ice} + Cp_w(T_{amb} - T_{ice}))Z}{COP \cdot \lambda_{eff} \cdot S \cdot t_h} + T_{amb} \quad (3.12)$$

La température de régénération T_g est une variable qui doit être optimisée. D'une façon générale, nous la choisissons pour obtenir une grande quantité de masse cyclée à ses niveaux les plus bas, limitée par 150 °C où le méthanol se décompose à partir de cette température et le processus d'adsorption est bloqué [39].

La température de génération maximale T_{gmax} est atteinte pour des pertes de chaleur nulles. La figure (3.5) donne les températures de génération maximales possibles à atteindre par la machine de Buchter et al. [200], pour différents jours testés. Les résultats ont montré que la valeur maximale (134.4°C) est celle de la journée du 22 mai 1999, qui correspond à une irradiation maximale de 32.65 MJ/m² comme le montre le tableau (3.2).

La source de chaleur utilisée pour alimenter le système de refroidissement à adsorption est variable à tout moment, car l'intensité du rayonnement solaire varie fréquemment. Un système de refroidissement à adsorption peut être gravement touché par une source de chaleur variable avec des variations de température dans une large gamme [88].

Des stratégies de contrôle d'un refroidisseur à adsorption piloté par l'énergie solaire ont été proposées par Wang et al. [88].

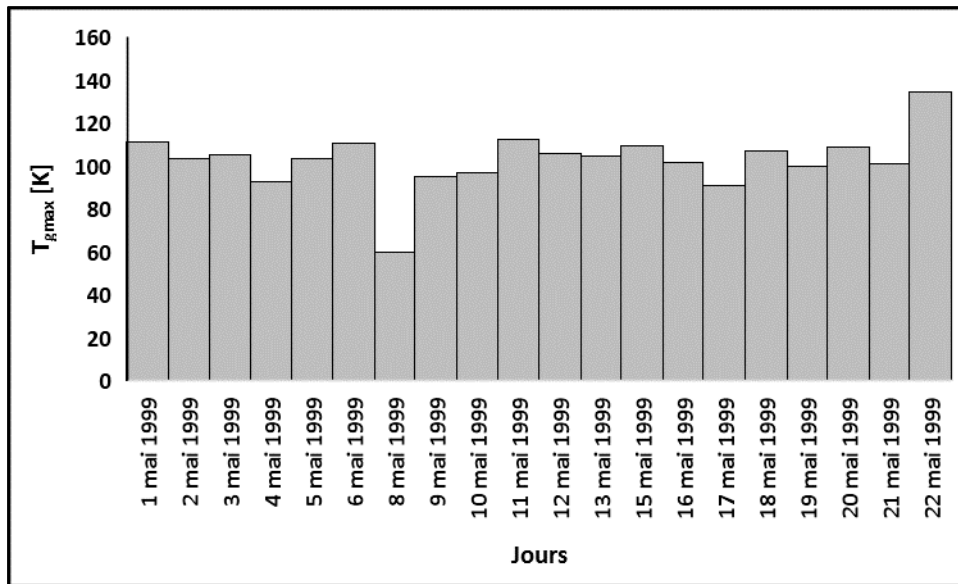


Fig. 3.5 : Températures de génération maximales possibles à atteindre par la machine de Buchter et al. [200] pour les différents jours testés.

8. Conclusion

Un modèle numérique consistant à un algorithme de calcul pour prédire les températures de fonctionnement de la machine frigorifique à adsorption a été développé. La machine considérée est un réfrigérateur solaire à adsorption utilisant le couple charbon actif AC-40-méthanol comme couple de travail. C'est un prototype construit et testé par Buchter et al. [200] en mai 1999 à Ouagadougou, au Burkina Faso. Les résultats des températures prédites de cycle sont retenus pour une erreur la plus minimale possible de COP, en appliquant la condition de l'équation (3.6), par rapport au COP expérimental. L'erreur relative minimale est de 0.02 %, l'erreur relative moyenne est de 0.16 % et l'erreur relative maximale est de 0.45 %. Les résultats ont montré aussi que la masse maximale de la glace possible à produire correspond à une température de génération maximale et qui correspond, à son tour, à une irradiation maximale.

Ledit modèle étendu au cas transitoire a été publié à l'un des journaux internationaux [201] (voir annexe : Applied Thermal Engineering).

CHAPITRE IV

PRÉDICTION SEMI-ANALYTIQUE DES

TEMPÉRATURES LIMITES DE

L'ADSORBEUR EN FONCTION DES

CONDITIONS THERMIQUES DU

CONDENSEUR ET DE L'ÉVAPORATEUR

CHAPITRE IV : PRÉDICTION SEMI-ANALYTIQUE DES TEMPÉRATURES LIMITES DE L'ADSORBEUR EN FONCTION DES CONDITIONS THERMIQUES DU CONDENSEUR ET DE L'ÉVAPORATEUR

1. Introduction

Parmi les systèmes de production de froid utilisant l'énergie solaire est la machine de réfrigération à adsorption. Le cycle de cette machine conserve les mêmes composants de la machine ordinaire, à l'exception du compresseur qui est remplacé par l'adsorbeur. Cette technique est beaucoup plus motivée dans les régions qui ne sont pas liées au réseau électrique. Mais dans les zones très chaudes en particulier pendant l'été, la condensation du réfrigérant par le condenseur refroidi par l'air ambiant est difficile, parce que la température ambiante est très élevée.

Suite aux études paramétriques, qui ont été réalisées par Cho et Kim [110], pour déterminer l'effet du taux de transfert de chaleur de chaque composant de la machine frigorifique à adsorption sur la capacité de production du froid, le taux de transfert de chaleur du condenseur était la variable la plus sensible. Cho et Kim [110] ont trouvé que la modification des taux de transfert de chaleur du condenseur et de l'adsorbeur a un effet sur la performance thermique, qui pourrait être améliorée d'environ trois fois.

En effet, l'efficacité du système de réfrigération solaire est limitée par la température du condenseur. Si la température peut être abaissée, l'adsorbat sera généré par l'adsorbeur à une température plus basse. L'effet de la réduction de la température du condenseur sur la quantité générée d'ammoniac est examiné. Il est constaté que le rendement augmente d'environ 50 % si la température du condenseur est réduite de 30 °C à 15 °C [12].

Le problème est déjà considéré par Rouag et al. [19, 202], qui ont étudié la conception d'un condenseur d'un réfrigérateur solaire à adsorption, à tester dans la région de Biskra au sud de l'Algérie. Ce problème présente le plus grand obstacle, en particulier dans les régions sahariennes, comme Biskra, où la température moyenne de l'air ambiant pendant l'été dépasse les 35°C. Comme solution, ils ont proposé l'amélioration du transfert de chaleur par le mode de convection forcée d'air. Ainsi il est établi que l'utilisation du ventilateur d'air peut étendre les limites de température de fonctionnement du condenseur au-dessus de 35 °C [202].

Rouag et al. [203] ont également réalisé une autre étude, sur l'applicabilité d'une machine de refroidissement solaire à adsorption dans les régions semi-arides. Ils ont proposé un refroidisseur supplémentaire utilisant un échangeur de chaleur eau-sol.

La rétention de l'adsorbat (réfrigérant) dans le condenseur toute la journée jusqu'à la nuit, lorsque la température ambiante atteint sa valeur minimale, peut être une solution pour le réfrigérateur à adsorption à cycle intermittent, où la production de froid se fait uniquement pendant la nuit lorsque le soleil se couche. Tandis que pour le réfrigérateur à adsorption avec un cycle continu, comme la machine conçue par Lu et al. [90], les techniques de refroidissement du condenseur, tel que la ventilation ou le pompage de fluide caloporteur, sont possibles par l'énergie électrique ou thermique. Cependant, l'installation des panneaux solaires ou d'autres moyens est un coût supplémentaire, bien que ces procédés permettent parfois d'abaisser la température du réfrigérant à une température encore élevée, sauf dans le cas d'un fluide caloporteur comme l'eau qui peut être pompée pour récupérer la chaleur du condenseur.

Dans tous les cas, la possibilité de condensation du réfrigérant en améliorant la conception du condenseur peut être coûteuse et encombrante. Cela nous amène à penser à une nouvelle technique sans tous ces inconvénients. L'idée est de contrôler la pression au lieu de la température de condensation, c'est-à-dire d'augmenter la pression du réfrigérant dans l'adsorbeur jusqu'à la pression de condensation correspondant à la température de condensation, égale ou supérieure à la température ambiante. Cela est possible pour les machines frigorifiques à adsorption, où l'élévation de la pression peut être réalisée par chauffage de l'adsorbeur en utilisant l'énergie solaire. Mais la question est de savoir à quelle température de chauffage de l'adsorbeur la pression de condensation peut être atteinte. La réponse est la température au début de la désorption T_{S1} (figure (2.2)), à laquelle le clapet anti-retour (figures (2.1) et (4.1)) est ouvert pour permettre à la vapeur de réfrigérant de passer vers le condenseur. Par conséquent, la liaison entre cette température et la pression de condensation et ensuite la température de condensation permet de contrôler la condensation du réfrigérant.

C'est la même pour la température d'évaporation, la bonne génération de froid dépend d'une température d'évaporation plus faible, suivant la courbe de saturation du réfrigérant. Pour les machines frigorifiques à adsorption, la littérature n'aborde pas encore le contrôle de cette température.

Le contrôle de la pression d'évaporation au lieu de la température d'évaporation est possible pour les machines frigorifiques à adsorption, où la diminution de pression peut être réalisée par refroidissement de l'adsorbent en utilisant de l'air ambiant, ou un autre système de refroidissement forcé comme le pompage d'un fluide caloporteur. Ainsi, la température d'évaporation peut être alors exprimée en fonction de la pression d'évaporation. Mais la question est de savoir à quelle température de refroidissement de l'adsorbent la pression d'évaporation peut être obtenue. La réponse est la température au début de l'adsorption T_{S2} (figure (2.2)), à laquelle le clapet anti-retour (figures (2.1) et (4.2)) est ouvert pour permettre au réfrigérant condensé de passer de l'évaporateur vers l'adsorbent. Par conséquent, la liaison entre cette température et la pression d'évaporation et ensuite la température d'évaporation permet de contrôler l'évaporation du réfrigérant.

Les relations liant la température au début de la désorption T_{S1} et celle au début de l'adsorption T_{S2} avec les trois températures du cycle, y compris la température de condensation T_c ou la température d'évaporation T_e , ont déjà été formulées par Critoph [7]. Mais l'introduction de l'effet du couple de travail manque, bien qu'il soit connu que les températures du cycle sont affectées par le type du couple adsorbant-adsorbé.

Les paramètres caractérisant le couple adsorbant-adsorbé ont été introduits par Teng et al. [158] dans leurs relations, pour exprimer analytiquement la température au début de la désorption T_{S1} et celle au début de l'adsorption T_{S2} , où la température de condensation T_c et la température d'évaporation T_e ont été incluses et l'équation de Dubinin-Radshkevich a été utilisée dans ce cas pour estimer la masse de l'adsorbé.

L'équation de Dubinin-Radshkevich ne peut représenter que la réalité physique dans un intervalle limité de températures et de pressions. Pour élargir son intervalle d'application, Dubinin et Astakhov ont proposé une formule plus générale [39] (équation (2.1)).

Checkirou et al. [103] ont présenté une méthode pour déterminer les températures au début de la désorption T_{S1} et au début de l'adsorption T_{S2} (équations (2.38) et (2.39)), en utilisant l'équation de Dubinin-Astakhov, mais la relation entre ces températures et celles de condensation T_c et d'évaporation T_e n'est pas formulée. De plus, le processus de calcul nécessite un algorithme de calcul itératif.

L'objectif de ce chapitre est de développer des modèles numériques pour calculer la valeur de la température au début de la désorption T_{S1} en fonction de la température de

condensation T_c et la température au début de l'adsorption T_{S2} en fonction de la température d'évaporation T_e prédéfinies. Les résultats seront corrélés pour le cas de la machine utilisant le couple charbon actif AC35-méthanol et exprimés dans des équations définissant la relation entre toutes les deux températures. De cette manière, il est possible de contrôler la condensation et l'évaporation du réfrigérant à n'importe quelle température possible, ce qui représente une solution pour les régions à des températures ambiantes très élevées pour la condensation et il peut être la base d'un système automatique utilisant un thermostat (figures (4.1) et (4.2)), pour commander et réguler l'ouverture du clapet anti-retour, afin de faire passer le réfrigérant de l'adsorbeur vers le condenseur et de l'évaporateur vers l'adsorbeur. La condensation ou l'évaporation du réfrigérant peut alors être déclenchée dès que la température de l'adsorbeur atteint la valeur prédéfinie (température au début de la désorption pour la condensation et température au début d'adsorption pour l'évaporation).

L'importance du contrôle de la température de condensation et d'évaporation semble également être nécessaire pour les machines frigorifiques à adsorption à cycle continu, où le processus de condensation ou d'évaporation doit être immédiat dès que possible pour passer à un autre processus.

L'efficacité de refroidissement du système de réfrigération solaire à adsorption avec une vanne de contrôle dans le processus d'adsorption/désorption est significativement plus élevée que celle sans vanne de contrôle [122].

2. Description de la technique pour contrôler la température de condensation

Comme on l'a souligné dans l'introduction de ce chapitre, l'idée est de prédire la valeur de la température au début de la désorption T_{S1} correspondant à une température de condensation prédéfinie T_c . Cela permet d'automatiser l'ouverture du clapet anti-retour de l'adsorbeur vers le condenseur en utilisant un thermostat (figure (4.1)), en fonction de la température détectée au début de la désorption T_{S1} et donne la possibilité de condenser le réfrigérant à haute température. Ainsi, le dégagement de chaleur vers l'air ambiant à l'aide d'un simple condenseur refroidi par l'air peut être possible, sans recourir aux systèmes de refroidissement forcé, tels que la ventilation ou le pompage d'un fluide caloporteur.

Le contrôle de la température de condensation pour des machines de réfrigération à adsorption à cycle continu est également nécessaire, car le processus de condensation doit être immédiat dès que possible pour passer à un autre processus.

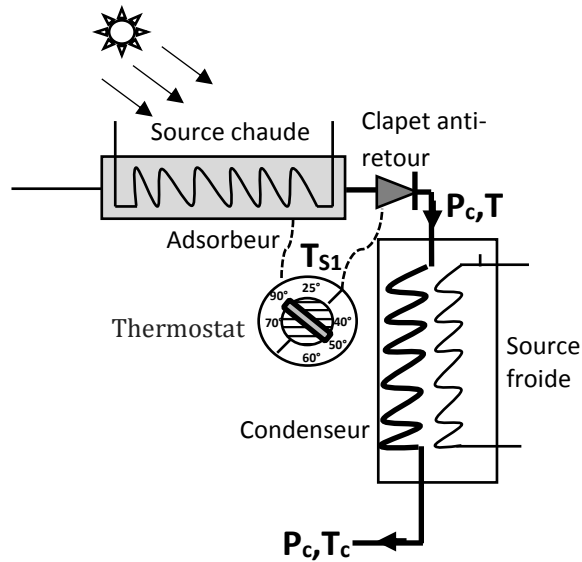


Fig.4.1 : Schéma de principe pour commander le clapet anti-retour lié entre l'adsorbeur et le condenseur.

3. Description de la technique pour contrôler la température d'évaporation

C'est la même que la température de condensation, l'idée est de prédire la valeur de la température au début de l'adsorption T_{S2} correspondant à une température d'évaporation prédéfinie T_e . Cela permet d'automatiser l'ouverture du clapet anti-retour de l'évaporateur vers l'adsorbeur en utilisant un thermostat (figure (4.2)), en fonction de la température détectée au début de l'adsorption T_{S2} .

Le contrôle de la température d'évaporation pour les machines de réfrigération à adsorption à cycle continu est également nécessaire, car le processus d'évaporation doit être immédiat dès que possible pour passer à un autre processus.

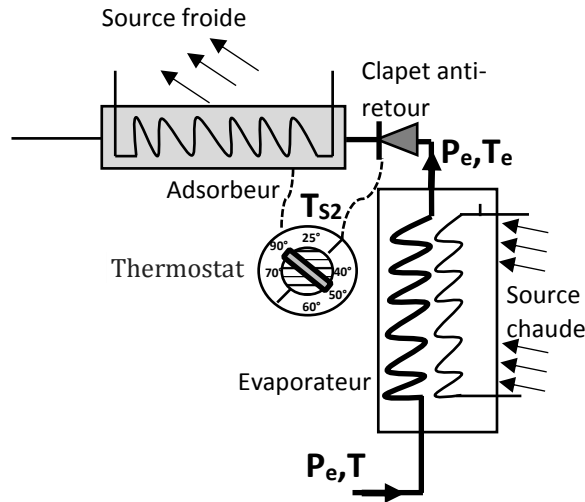


Fig.4.2 : Schéma de principe pour commander le clapet anti-retour lié entre l'adsorbeur et l'évaporateur.

4. Modélisation mathématique pour exprimer T_c en fonction de T_{S1}

Il est possible d'écrire à partir des équations (2.1) et (2.2) :

$$P(T_{S1}) = \frac{P_s(T_{S1})}{\exp\left\{\frac{1}{T_{S1}}\left[-\frac{1}{D}\ln\left(\frac{m_{max}}{W_0\rho_l(T_{S1})}\right)\right]\right\}^{1/n}} = P_c \quad (4.1)$$

On peut obtenir la pression de saturation de l'adsorbat en fonction de la température en utilisant l'équation (2.33), par interpolation des données de pressions du réfrigérant le long de la courbe de saturation (tableau (2.2)). Les constantes A et B de l'équation (2.33) sont calculées alors comme suit :

$$A = \frac{\ln(P_c) - \ln(P_e)}{\frac{1}{T_c} - \frac{1}{T_e}} \quad (4.2)$$

$$B = \ln(P_e) - A \frac{1}{T_e} \quad (4.3)$$

Pour la densité, nous faisons une interpolation d'une équation linéaire.

À partir des équations (4.1) et (2.33), on peut faire l'égalité suivante :

$$\frac{P_s(T_{S1})}{\exp\left\{\frac{1}{T_{S1}}\left[-\frac{1}{D}\ln\left(\frac{m_{max}}{W_0\rho_l(T_{S1})}\right)\right]^{1/n}\right\}} = \exp\left[A\frac{1}{T_c} + B\right] \quad (4.4)$$

On peut alors exprimer la température de condensation T_c en fonction de la température au début de la désorption T_{S1} comme suit :

$$T_c = \left[\frac{A}{\left[\ln(P_s(T_{S1})) - \frac{1}{T_{S1}} \left[-\frac{1}{D} \ln\left(\frac{m_{max}}{W_0\rho_l(T_{S1})}\right) \right]^{1/n} - B \right]} \right] \quad (4.5)$$

5. Modélisation mathématique pour exprimer T_e en fonction de T_{S2}

Il est possible d'écrire à partir des équations (2.1) et (2.3) :

$$P(T_{S2}) = \frac{P_s(T_{S2})}{\exp\left\{\frac{1}{T_{S2}}\left[-\frac{1}{D}\ln\left(\frac{m_{min}}{W_0\rho_l(T_{S2})}\right)\right]^{1/n}\right\}} = P_e \quad (4.6)$$

À partir des équations (2.33) et (4.6), on peut faire l'égalité suivante :

$$\frac{P_s(T_{S2})}{\exp\left\{\frac{1}{T_{S2}}\left[-\frac{1}{D}\ln\left(\frac{m_{min}}{W_0\rho_l(T_{S2})}\right)\right]^{1/n}\right\}} = \exp\left[A\frac{1}{T_e} + B\right] \quad (4.7)$$

On peut alors exprimer la température d'évaporation T_e en fonction de la température au début de l'adsorption T_{S2} comme suit :

$$T_e = \left[\frac{A}{\left[\ln(P_s(T_{S2})) - \frac{1}{T_{S2}} \left[-\frac{1}{D} \ln\left(\frac{m_{min}}{W_0\rho_l(T_{S2})}\right) \right]^{1/n} - B \right]} \right] \quad (4.8)$$

6. Modélisation numérique pour prédire T_{S1} correspondant à T_c prédéfinie

À partir de l'équation (4.5), la valeur de T_{S1} correspondant à la valeur donnée de T_c doit vérifier la condition suivante :

$$\left| \frac{T_c - \frac{A}{\left[\ln(P_s(T_{S1})) - \frac{1}{T_{S1}} \left[-\frac{1}{D} \ln \left(\frac{m_{max}}{W_0 \rho_l(T_{S1})} \right) \right]^{\frac{1}{n}} - B \right]}{T_c}} \right| \leq \varepsilon \quad (4.9)$$

La condition ci-dessus (équations (4.9)) peut être atteinte par un processus itératif. L'algorithme de calcul numérique est présenté dans la figure (4.3).

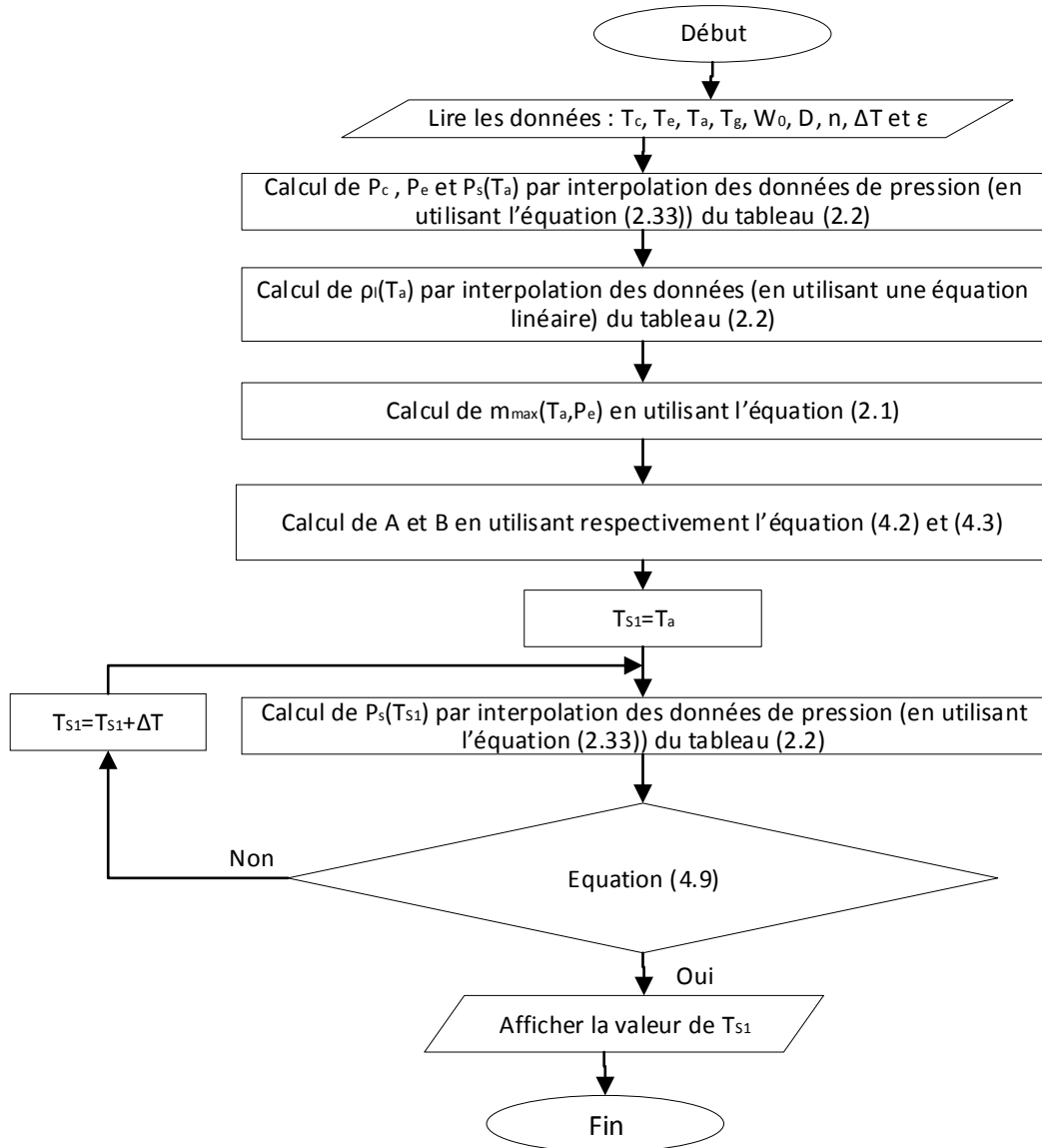


Fig.4.3 : Algorithme détaillé pour prédire la température au début de la désorption T_{S1} .

7. Modélisation numérique pour prédire T_{S2} correspondant à T_e prédéfinie

À partir de l'équation (4.8), la valeur de T_{S2} correspondant à la valeur donnée de T_e doit vérifier la condition suivante :

$$\left| \frac{T_e - \frac{A}{\left[\ln(P_s(T_{S2})) - \frac{1}{T_{S2}} \left[-\frac{1}{D} \ln\left(\frac{m_{min}}{W_0 \rho_l(T_{S2})}\right) \right]^{\frac{1}{n}} - B \right]}{T_e}} \right| \leq \varepsilon \quad (4.10)$$

La condition ci-dessus (équations (4.10)) peut être atteinte par un processus itératif. L'algorithme de calcul numérique est présenté dans la figure (4.4).

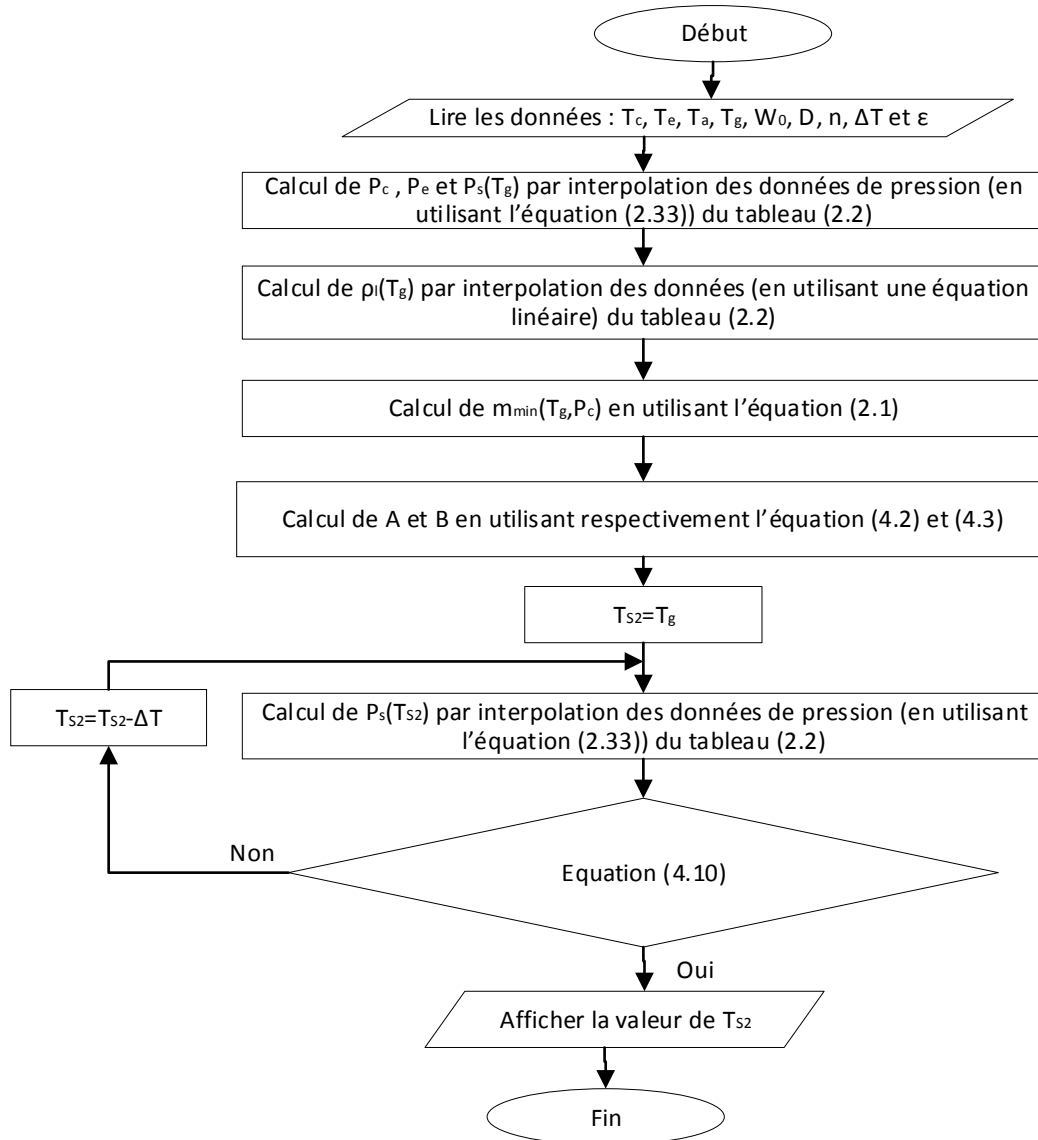


Fig.4.4 : Algorithme détaillé pour prédire la température au début de l'adsorption T_{S2} .

8. Résultats

L'application des conditions des équations (4.9) et (4.10) est faite numériquement pour une machine frigorifique à adsorption, utilisant le charbon actif AC35-méthanol (adsorbant-adsorbat) comme couple de travail. Les valeurs de W_0 , n et D sont données dans le tableau (2.1). Les données du méthanol (considéré comme réfrigérant dans la présente étude) le long de la courbe de saturation sont rapportées dans le tableau (2.2). L'erreur relative de convergence des algorithmes de calcul des figures (4.3) et (4.4) est prise $\varepsilon = 10^{-3}$. La valeur de température au début de la boucle d'itération est supposée d'être la plus élevée ou la plus minimale possible, pour couvrir une large plage des températures au début de la désorption et de l'adsorption.

8.1. Prédiction de T_{S1} correspondant à T_c donnée

Les figures (4.5) et (4.6) représentent, respectivement, la variation de la température au début de la désorption T_{S1} par rapport à la température de condensation T_c pour différentes valeurs de la température d'adsorption T_a et la variation de la température au début de la désorption T_{S1} par rapport à la température de condensation T_c pour différentes valeurs de la température d'évaporation T_e .

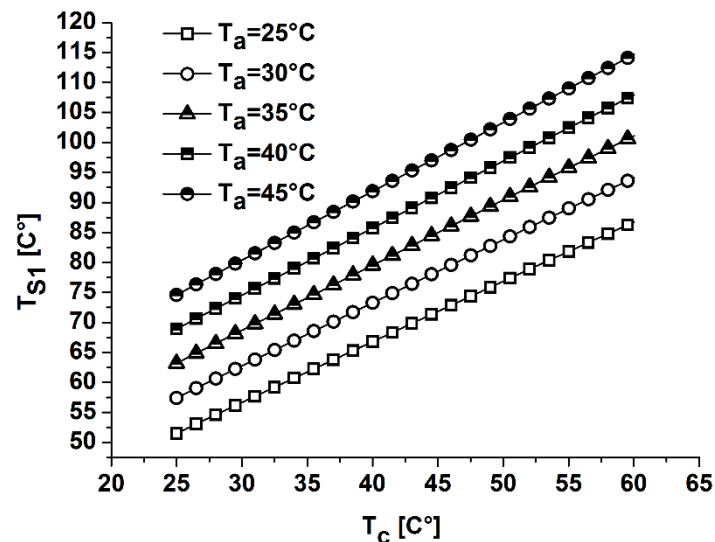


Fig.4.5 : Variation de la température au début de la désorption T_{S1} par rapport à la température de condensation T_c pour différentes valeurs de la température d'adsorption T_a ($T_e = 0^\circ\text{C}$).

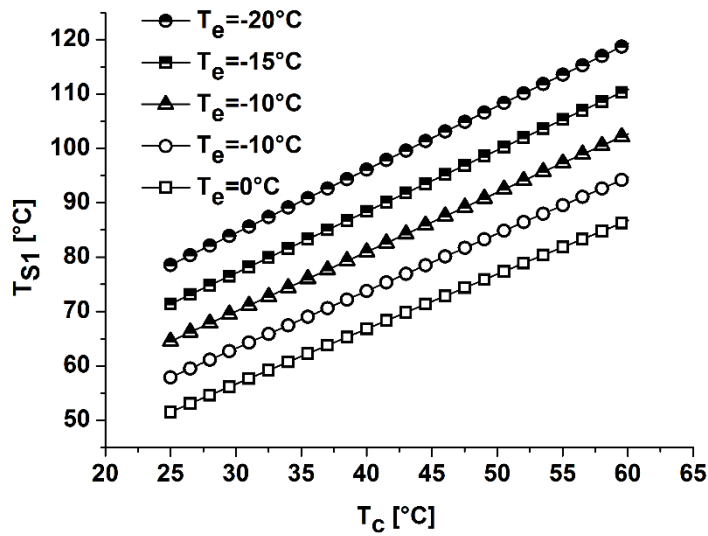


Fig.4.6 : Variation de la température au début de la désorption T_{S1} par rapport à la température de condensation T_c pour différentes valeurs de la température d'évaporation T_e ($T_a = 25 \text{ } ^\circ \text{C}$).

Les résultats des figures (4.5) et (4.6) ont été corrélés en une seule équation numérique testée dans l'intervalle d'étude de T_c , T_a et T_e . La corrélation développée est donnée comme suit :

$$T_{S1} = \left[1.0065 - \frac{0.2029}{450} T_a \cdot T_e \right] \cdot T_c + 1.38 T_a - 1.626 T_e + \frac{12.103}{450} \cdot T_a \cdot T_e - 8.015 \quad (4.11)$$

L'unité des températures de l'équation ci-dessus est considérée en $^\circ \text{C}$.

La validation de la corrélation de l'équation (4.11) est représentée sur la base de la température d'adsorption T_a et de la température d'évaporation T_e , respectivement, dans les figures (4.7) et (4.8). L'erreur moyenne de la corrélation par rapport aux résultats numériques est montrée en fonction de la température d'adsorption T_a et de la température d'évaporation T_e , respectivement, dans les figures (4.9) et (4.10).

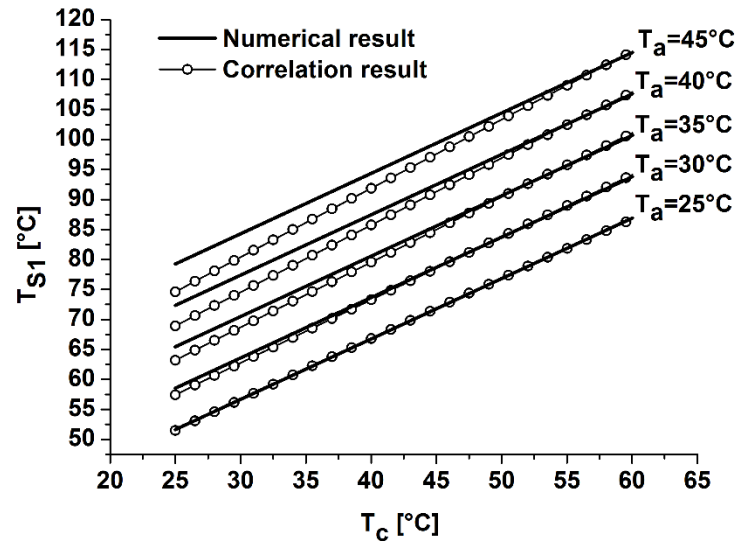


Fig.4.7 : Comparaison entre la température numérique au début de la désorption T_{S1} et celle corrélée, en fonction de la température de condensation T_c pour différentes valeurs de température d'adsorption T_a .

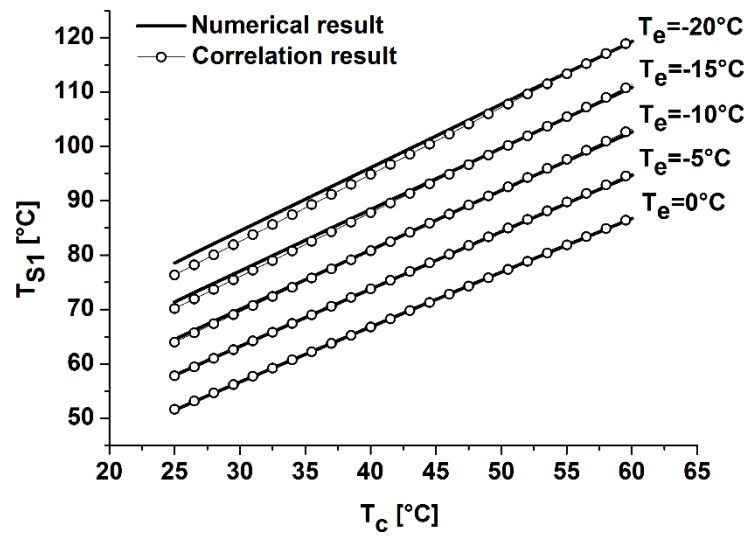


Fig.4.8 : Comparaison entre la température numérique au début de la désorption T_{S1} et celle corrélée, en fonction de la température de condensation T_c pour différentes valeurs de température d'évaporation T_e .

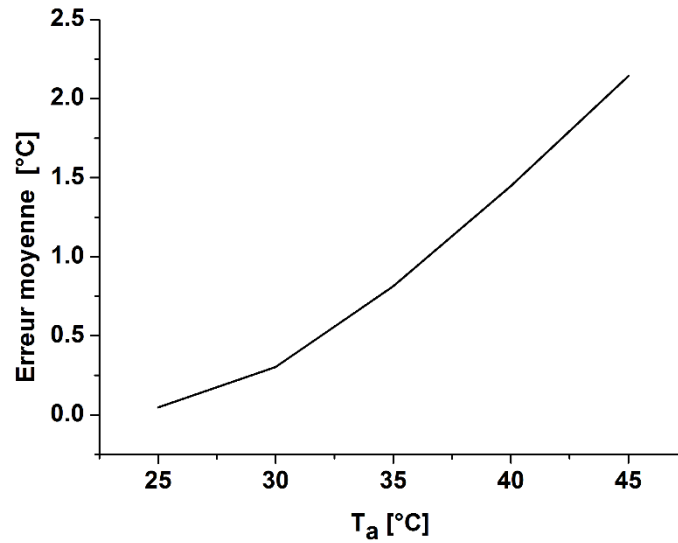


Fig.4.9 : Erreur moyenne entre la température numérique au début de la désorption T_{S1} et celle corrélée, en fonction de la température d'adsorption T_a ($T_e = 0$ ° C).

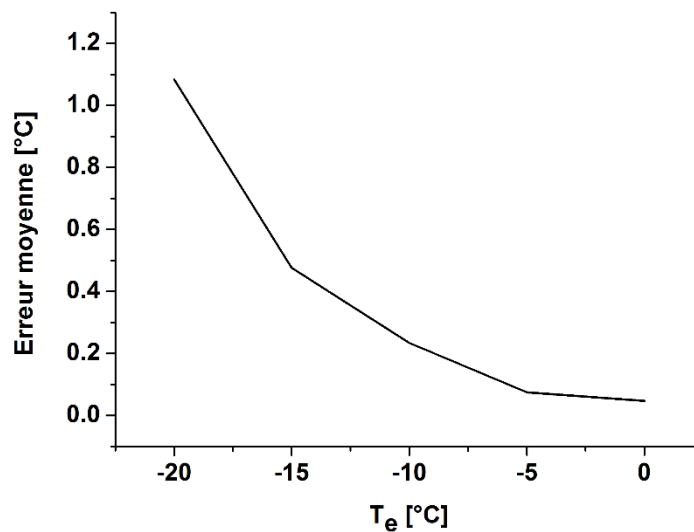


Fig.4.10 : Erreur moyenne entre la température numérique au début de la désorption T_{S1} et celle corrélée, en fonction de la température d'évaporation T_e ($T_a = 25$ ° C).

8.2. Prédiction de T_{S2} correspondant à T_e donnée

Les figures (4.11) et (4.12) représentent, respectivement, la variation de la température au début de l'adsorption T_{S2} par rapport à la température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de la température de génération T_g et la variation de la température au début de

l'adsorption T_{S2} par rapport à la température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de la température de condensation T_c .

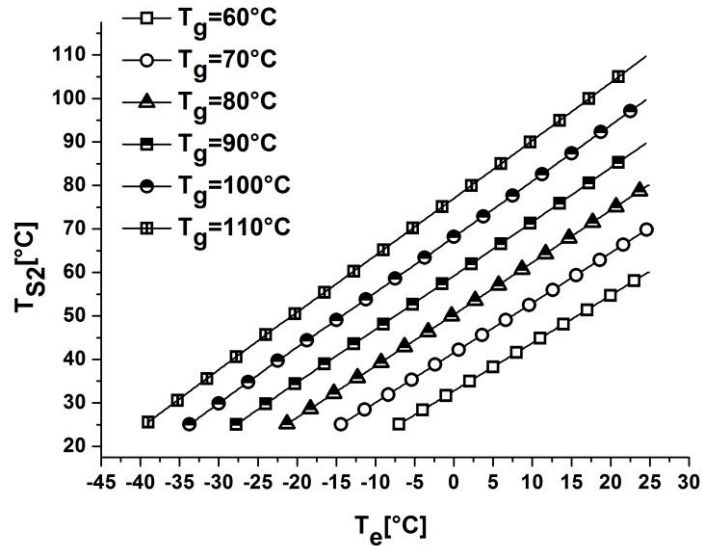


Fig.4.11 : Variation de la température au début de l'adsorption T_{S2} par rapport à la température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de la température de génération T_g ($T_c = 25$ ° C).

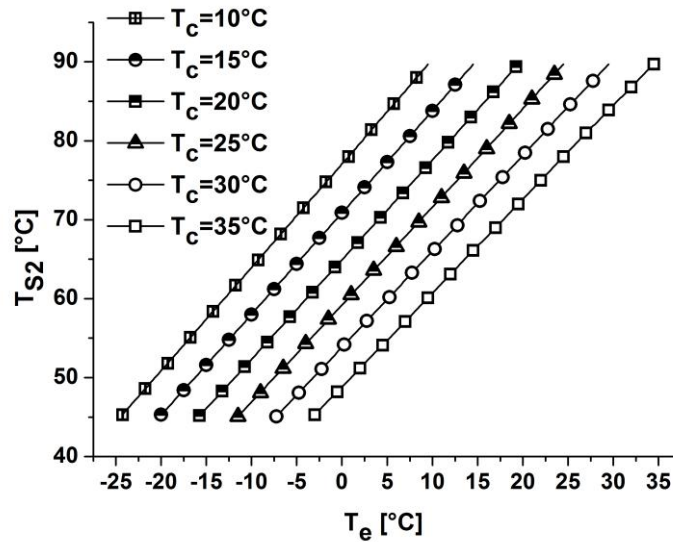


Fig.4.12 : Variation de la température au début de l'adsorption T_{S2} par rapport à la température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de la température de condensation T_c ($T_g = 90$ ° C).

Les résultats des figures (4.11) et (4.12) ont été corrélés en une seule équation numérique testée dans l'intervalle d'étude de T_e , T_g et T_c . La corrélation développée est donnée comme suit :

$$T_{S2} = 0.6158T_e - 0.003842T_c \cdot T_e - 0.800278T_c + 0.0083T_g \cdot T_e + 0.72785T_g + 12 \quad (4.12)$$

L'unité des températures de l'équation ci-dessus est considérée en °C.

La validation de la corrélation de l'équation (4.12) est représentée sur la base de la température de génération T_g et de la température de condensation T_c , respectivement, dans les figures (4.13) et (4.14). L'erreur moyenne de la corrélation par rapport aux résultats numériques est montrée en fonction de la température de génération T_g et de la température de condensation T_c , respectivement, dans les figures (4.15) et (4.16).

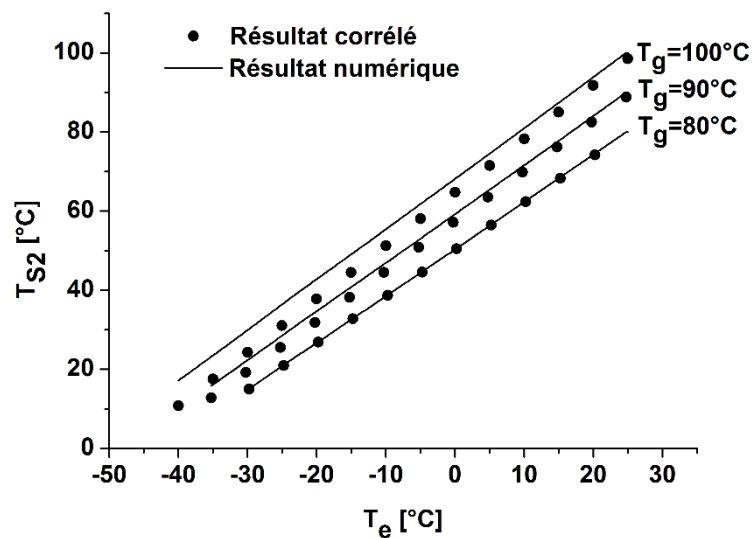


Fig.4.13 : Comparaison entre la température numérique au début de l'adsorption T_{S2} et celle corrélée, en fonction de la température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de température de génération T_g .

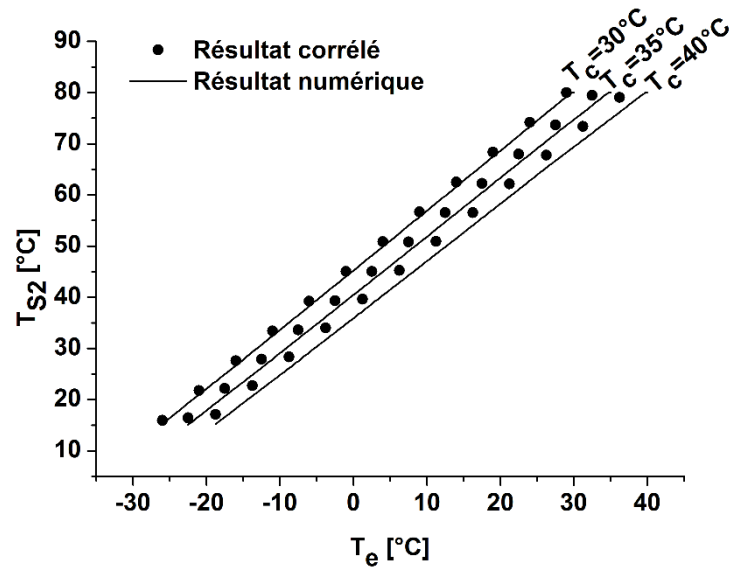


Fig.4.14 : Comparaison entre la température numérique au début de l'adsorption T_{S2} et celle corrélée, en fonction de la température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de température de condensation T_c .

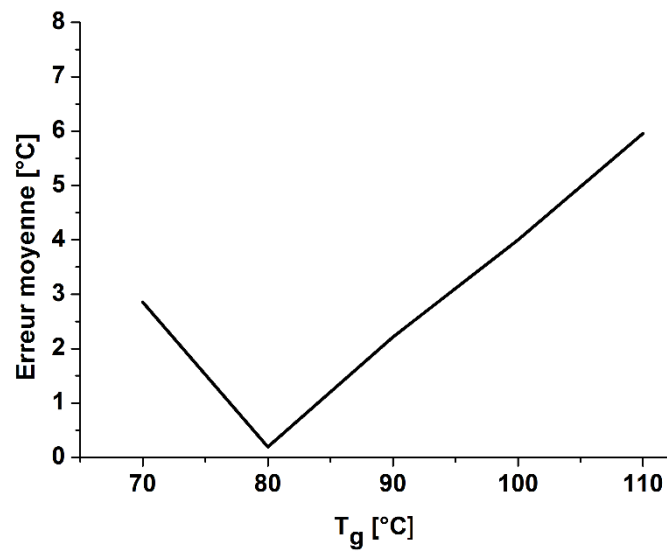


Fig.4.15 : Erreur moyenne entre la température numérique au début de l'adsorption T_{S2} et celle corrélée, en fonction de la température de génération T_g ($T_c = 25^\circ\text{C}$).

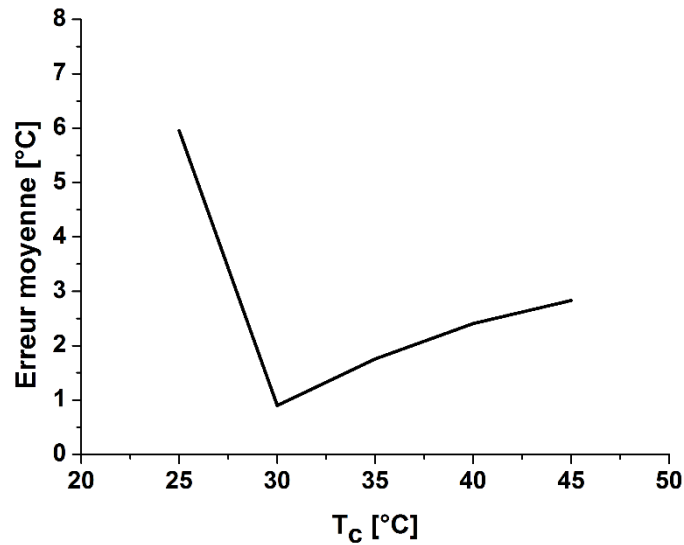


Fig.4.16 : Erreur moyenne entre la température numérique au début de l'adsorption T_{S2} et celle corrélée, en fonction de la température de condensation T_c ($T_g = 80$ ° C).

9. Conclusion

Une étude semi-analytique pour contrôler la température de condensation et d'évaporation, du réfrigérant de la machine frigorifique solaire à adsorption, a été conclue par des nouvelles corrélations pour le cas du charbon actif AC35-méthanol comme couple de travail.

Les modèles semi-analytiques proposés donnent un alternatif au système forcé de refroidissement du réfrigérant, lors du processus de condensation à température ambiante élevée par un simple condenseur à air et une possibilité de contrôler la température d'évaporation du réfrigérant pendant le processus d'évaporation.

Cela doit prédire la température au début de la désorption T_{S1} correspondant à une température de condensation T_c prédéfinie et la température au début de l'adsorption T_{S2} correspondant à une température d'évaporation T_e prédéfinie.

L'énergie pour contrôler la température au début de la désorption T_{S1} sera gratuite par le soleil et aucun système forcé de condensation ne sera nécessaire. Ainsi, la condensation du réfrigérant à l'aide d'un simple condenseur refroidi par l'air ambiant à n'importe quelle température est possible, ce qui représente une solution pour les régions à des températures ambiantes très élevées.

Cette technique peut être la base d'un système automatique utilisant un thermostat (figures (4.1) et (4.2)), pour le contrôle et la régulation de l'ouverture du clapet anti-retour du passage de réfrigérant de l'adsorbeur vers le condenseur et de l'évaporateur vers l'adsorbeur.

Les nouvelles corrélations ont été validées par les modèles semi-analytiques proposés, dans l'intervalle des températures étudiées. Elles donnent la valeur de la température au début de la désorption T_{S1} en fonction des températures de fonctionnement T_a , T_c et T_e et la valeur de la température au début de l'adsorption T_{S2} en fonction des températures de fonctionnement T_g , T_e et T_c du cycle de la machine frigorifique à adsorption.

La régulation automatique du mécanisme d'ouverture et de fermeture du clapet anti-retour utilisant ces corrélations sera plus commode pour l'application des circuits électroniques.

Une partie de ce chapitre a été publiée à l'un des journaux internationaux [204] (voir annexe: International Journal on Interactive Design and Manufacturing).

CHAPITRE V

MODÉLISATION ANALYTIQUE DES

PERFORMANCES THERMIQUES DES

MACHINES FRIGORIFIQUES SOLAIRES À

ADSORPTION

CHAPITRE V : MODÉLISATION ANALYTIQUE DES PERFORMANCES THERMIQUES DES MACHINES FRIGORIFIQUES SOLAIRES À ADSORPTION

1. Introduction

On a vu dans le chapitre III que le cycle de la machine frigorifique à adsorption est limité par les températures de fonctionnement, à savoir : T_a , T_c , T_{S1} , T_g , T_{S2} et T_e et cela signifie que la performance thermique de la machine dépend de ces températures, car la variation de l'énergie reçue par l'adsorbent-collecteur d'un jour à un autre s'accompagne d'une variation du cycle du fonctionnement comme le montre la figure (3.3).

Ça c'est clair si on fait suivre la variation de COP de la machine de Buchter et al. [200] pendant les 20 jours testés (tableau (3.2)). La figure (5.1) montre l'évolution de COP et les températures du fonctionnement du cycle en fonction des jours testés par Buchter et al. [200].

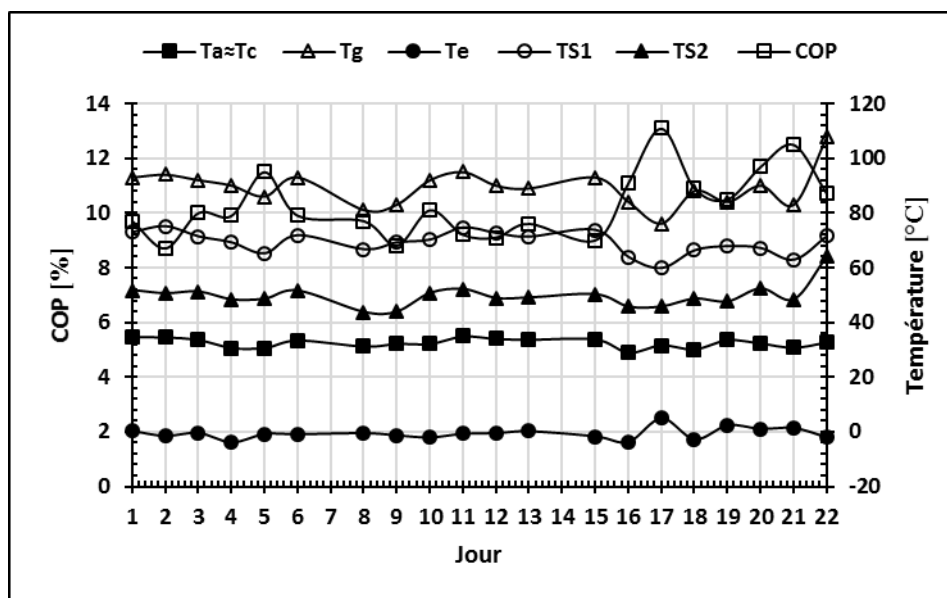


Fig. 5.1 : Évolution de COP et des températures de fonctionnement du cycle en fonction des jours testés par Buchter et al.[200], pour le mois de mai en 1999 à Ouagadougou au Burkina Faso.

D'après la figure (5.1) ci-dessus, on constate qu'il y a une relation entre la performance thermique de la machine désignée par le COP et les températures de fonctionnement du cycle : T_a , T_c , T_{S1} , T_g , T_{S2} et T_e , ce qui pose la question : pour quelles températures la performance est optimale ?

L'objectif de ce chapitre est de formuler les relations qui déterminent les températures correspondant à une performance maximale. Cela aura un intérêt sur la définition du cycle optimal d'une machine frigorifique à adsorption.

2. Variation de COP en fonction des températures du cycle de fonctionnement

Pour calculer la variation de COP en fonction des températures du cycle de fonctionnement de la machine frigorifique à adsorption, on utilise l'algorithme de la figure (2.8) et les données du tableau (2.1) pour le couple charbon actif AC35-méthanol et en appliquant l'équation (2.31). Les figures (5.2) et (5.3) représentent, respectivement, la variation de COP en fonction de la température de génération T_g pour différentes valeurs de température d'adsorption T_a et la variation de COP en fonction de la température de génération T_g pour différentes valeurs de température d'évaporation T_e .

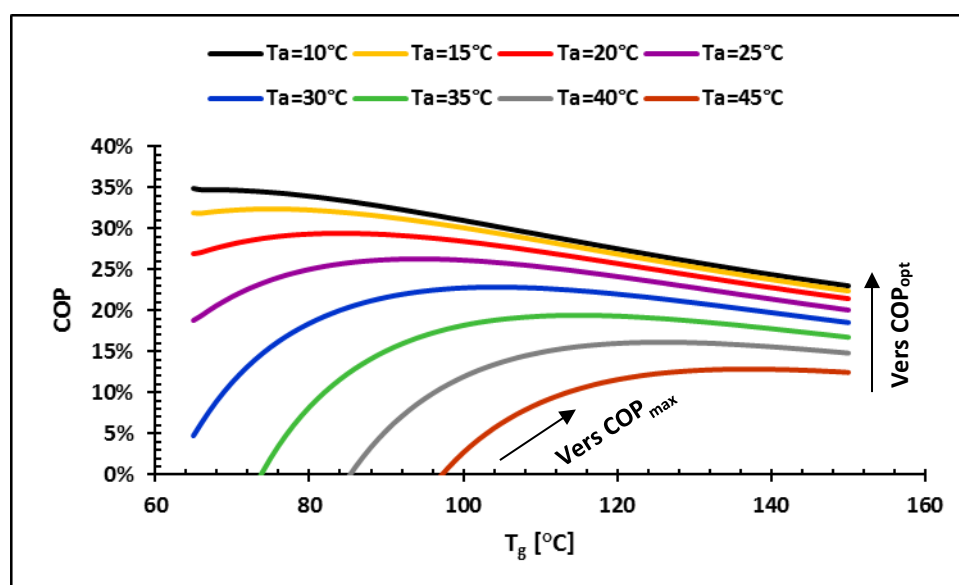


Fig.5.2 : Variation de COP en fonction de la température de génération T_g , pour différentes valeurs de température d'adsorption T_a ($T_c \approx T_a$, $T_e = 0^\circ\text{C}$).

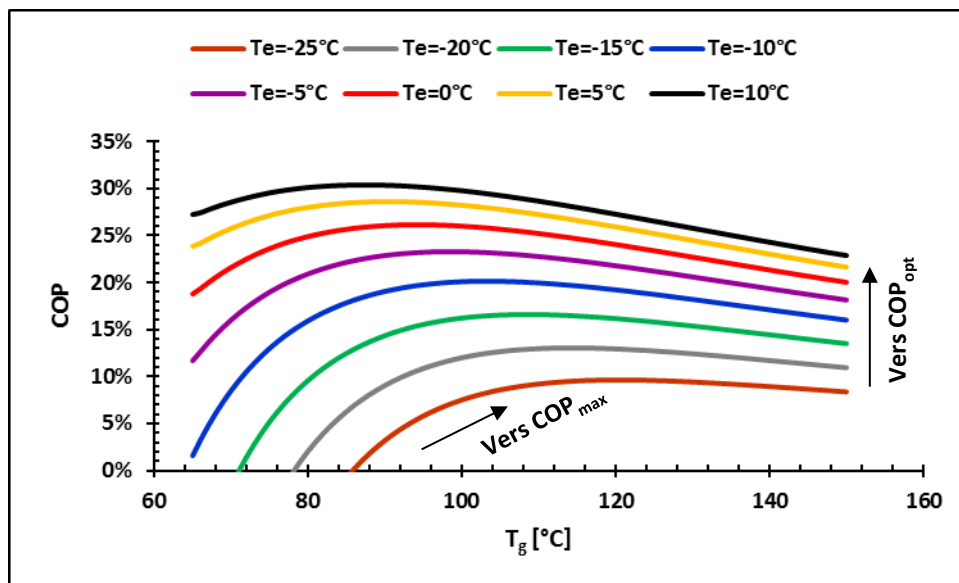


Fig.5.3 : Variation de COP en fonction de la température de génération T_g , pour différentes valeurs de température d'évaporation T_e ($T_c \approx T_a = 25^\circ\text{C}$).

À partir des figures (5.2) et (5.3) ci-dessus, on constate que la variation de COP en fonction de la température de génération T_g atteint au sommet correspondant à une valeur maximale, que l'on désigne par COP_{max} . Cette valeur maximale de COP se varie en fonction de la température d'adsorption T_a et de la température d'évaporation T_e , vers une valeur optimale que l'on désigne par COP_{opt} . Pour faire montrer les variations de COP_{max} , les figures (5.4) et (5.5) représentent, respectivement, la variation de COP_{max} en fonction de T_a et T_g et la variation de COP_{max} en fonction de T_e et T_g correspondantes.

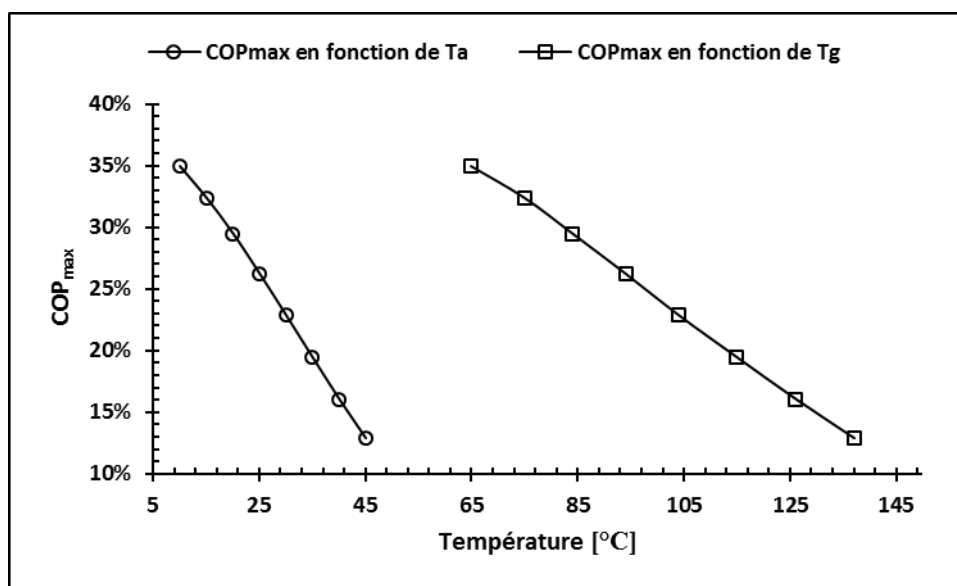


Fig.5.4 : Variation de COP_{max} en fonction de la température d'adsorption T_a et la température de génération T_g correspondantes ($T_c \approx T_a$, $T_e = 0^\circ\text{C}$).

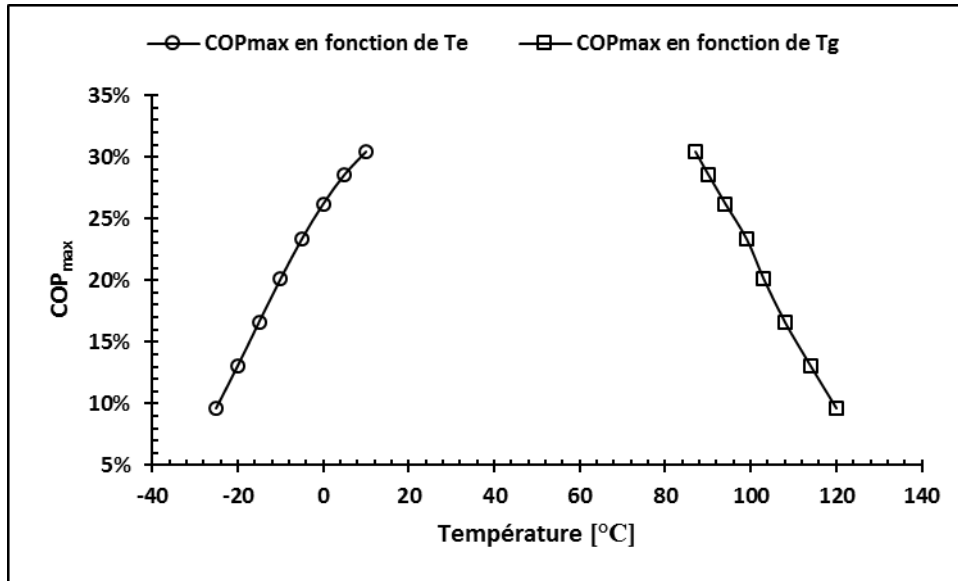


Fig.5.5 : Variation de COP_{max} en fonction de la température d'évaporation T_e et la température de génération T_g correspondantes ($T_c \approx T_a = 25^\circ C$).

Suite aux figures (5.4) et (5.5), l'augmentation de COP_{max} correspond à une diminution de T_a et de T_g et à une augmentation de T_e . La température T_c est toujours supposée être presque égale à la température T_a pour les raisons expliquées dans le chapitre II (§8.2).

La valeur la plus élevée de COP représentée dans les figures (5.4) et (5.5) est le COP optimal COP_{opt} , pour l'intervalle des températures considérées.

On signale ici que l'effet des températures T_{S1} et T_{S2} est implicite (indirect), car leurs valeurs dépendent des températures T_c et T_e , comme il est expliqué dans le chapitre IV.

3. Formulation de la relation entre les températures du cycle correspondant à un COP_{max}

Une corrélation numérique applicable au couple charbon actif AC35-méthanol a été développée, pour formuler la relation entre l'ensemble des températures du cycle de fonctionnement qui s'accompagne d'un coefficient de performance maximum COP_{max} .

$$\frac{T_a^2}{T_e} \left(1 - \frac{851}{A}\right) - \left(\frac{1.15A}{A - 851} + 2.16\right) T_a + \left(\frac{1.15A}{A - 851} + 0.01\right) T_e + 2.15 \cdot T_c + 10 - T_g = 0 \quad (5.1)$$

A est une constante caractérisant l'adsorbat et elle est la même que celle obtenue par l'équation (4.2).

Les quatre températures, à savoir : T_a , T_c , T_g et T_e , qui vérifient l'équation (5.1) ci-dessus forment un cycle pour un coefficient de performance maximum COP_{max} . La vérification numérique de la corrélation de l'équation (5.1) est représentée dans les figures (5.6) et

(5.7). Les deux figures donnent, respectivement, la variation de la température de génération T_g correspondant aux $COP_{s_{max}}$ en fonction de la température d'adsorption T_a et la variation de la température de génération T_g correspondant aux $COP_{s_{max}}$ en fonction de la température d'évaporation T_e .

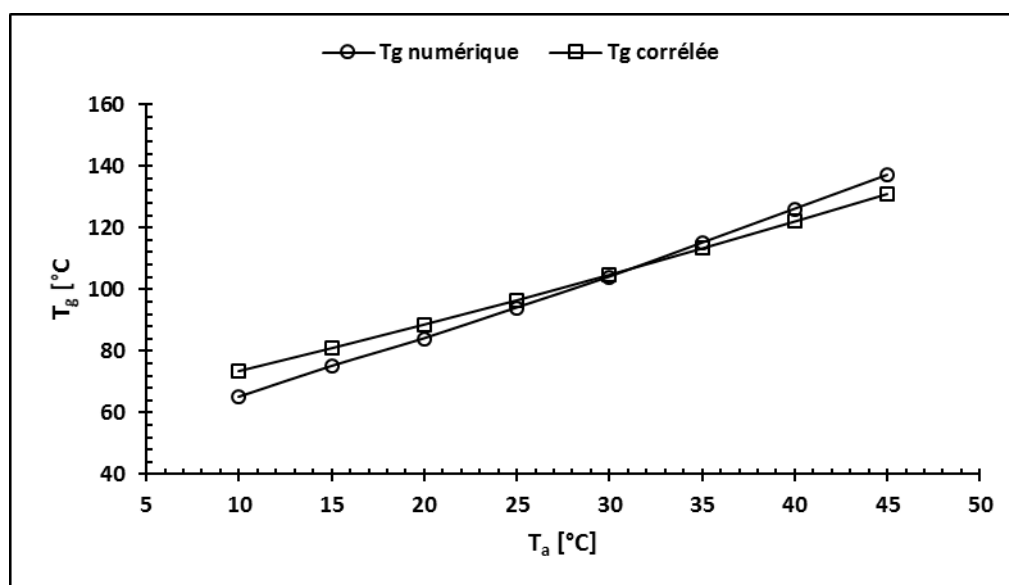


Fig. 5.6 : Variation de la température de génération T_g correspondant aux $COP_{s_{max}}$, en fonction de la température d'adsorption T_a pour le couple charbon AC35-méthanol ($T_c \approx T_a$ et $T_e = 0^\circ C$).

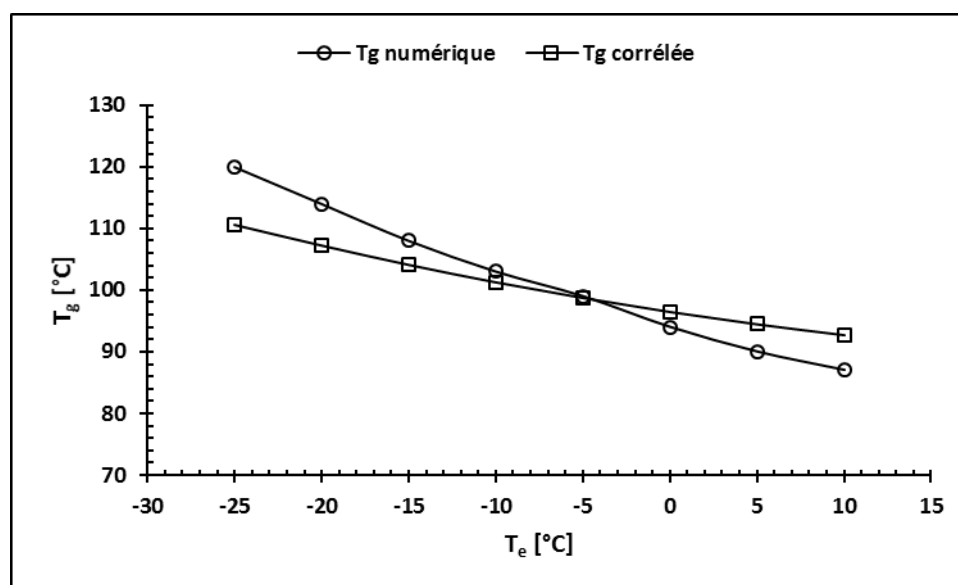


Fig. 5.7 : Variation de la température de génération T_g correspondant aux $COP_{s_{max}}$, en fonction de la température d'évaporation T_e pour le couple charbon AC35-méthanol ($T_c \approx T_a = 25^\circ C$).

Pour voir l'intervalle de précision de la corrélation numérique de l'équation (5.1), on présente la variation de l'erreur entre les résultats numériques et ceux corrélés. La figure

(5.8) donne l'erreur entre la température de génération numérique T_g et celle corrélée pour COP_{max} , en fonction de la température d'adsorption T_a et la température d'évaporation T_e .

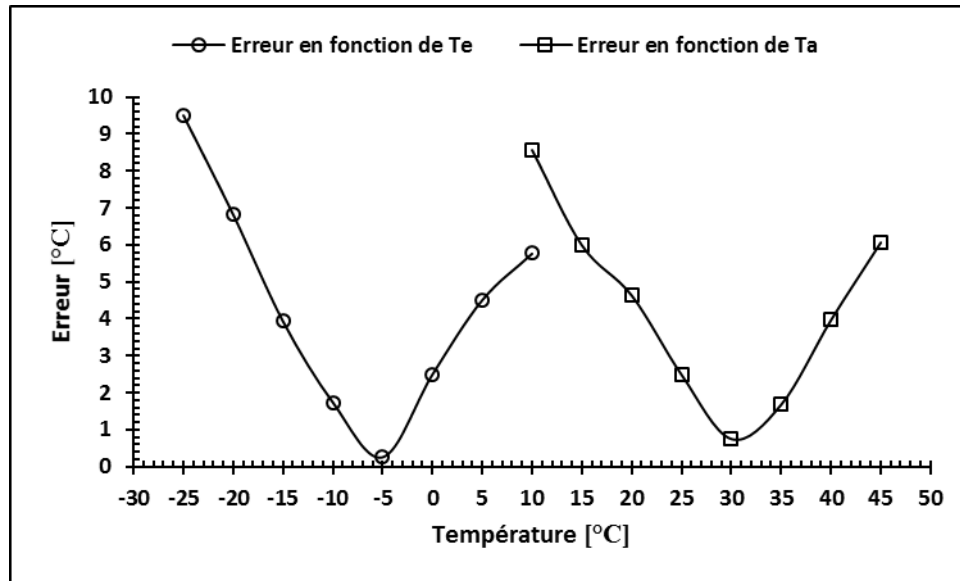


Fig. 5.8 : Erreur entre la température de génération numérique T_g et celle corrélée pour COP_{max} , en fonction de la température d'adsorption T_a ($T_c \approx T_a$ et $T_e = 0^\circ C$) et la température d'évaporation T_e ($T_c \approx T_a = 25^\circ C$).

À partir de la figure (5.8), on remarque que la précision de la corrélation numérique présentée par l'équation (5.1), pour une erreur inférieure à $3^\circ C$, est dans l'intervalle entre $-10^\circ C$ et $0^\circ C$ pour la température T_e et entre $25^\circ C$ et $35^\circ C$ pour la température T_a . Ce qui convient plutôt avec la réalité des conditions de fonctionnement de la machine frigorifique solaire à adsorption, comme le montrent les valeurs prédites des températures, T_a et T_e , rapportées dans le tableau (3.2).

4. Formulation de la relation entre les températures du cycle correspondant à un COP_{opt}

On a vu dans les paragraphes ci-dessus que le COP_{max} se varie en fonction des températures du cycle, T_a , T_c , T_g et T_e et que sa valeur la plus élevée est le COP optimal que l'on désigne par COP_{opt} . On cherche maintenant la détermination des températures du cycle pour un coefficient de performance optimal COP_{opt} .

Bataineh et Alrifai [181] ont rapporté que les principales raisons derrière les valeurs inférieures de coefficient de performance COP sont les pertes de chaleur, provenant de l'adsorbent pendant le cycle de fonctionnement, que l'on a déjà traité dans le deuxième

chapitre et la masse non adsorbante que l'on va traiter dans le présent paragraphe de ce chapitre.

Suivant l'équation (2.31), le COP la plus élevée est donnée pour Q_{ev} la plus élevée, ce qui veut dire que la différence ($m_{max}-m_{min}$) dans l'équation (2.5) doit être la plus élevée possible. Alors, pour que cette différence soit maximale, m_{max} doit être maximale possible et m_{min} doit être minimale possible.

À partir de l'équation (2.1) et l'équation (2.2), la concentration maximale de l'adsorbat m_{max} est donnée par :

$$m_{max} = W_0 \rho_l \cdot Exp \left[-D \left[T_a \cdot \ln \left(\frac{P_s(T_a)}{P_s(T_e)} \right) \right]^n \right] \quad (5.2)$$

En utilisant l'équation (2.33), les pressions de saturation $P_s(T_a)$ et $P_s(T_e)$ peuvent s'écrire, respectivement, comme suit :

$$P_s(T_a) = Exp \left(A \frac{1}{T_a} + B \right) \quad (5.3)$$

$$P_s(T_e) = Exp \left(A \frac{1}{T_e} + B \right) \quad (5.4)$$

En substituant les deux équations (5.3) et (5.4) dans l'équation (5.2), on obtient :

$$m_{max} = W_0 \rho_l \cdot Exp \left[-D \left[A \cdot \left(1 - \frac{T_a}{T_e} \right) \right]^n \right] \quad (5.5)$$

D'après la définition de W_0 , qui représente le volume maximum adsorbable, m_{max} ne doit pas dépasser la valeur du produit $W_0 \times \rho_l$, ce qui veut dire que la limite maximale du terme exponentiel de l'équation (5.5) est égale à 1. Alors, pour une exponentielle égale à 1 on aura la condition suivante :

$$1 - \frac{T_a}{T_e} = 0 \quad (5.6)$$

Cela signifie que la valeur la plus élevée de m_{max} est pour $T_a=T_e$.

La condition de l'équation (5.6) est testée pour deux cas, à savoir : $T_e \approx T_a = 10^\circ\text{C}$ et $T_e \approx T_a = 25^\circ\text{C}$ et les résultats de la comparaison pour différentes valeurs de T_e sont représentés dans les figures (5.9) et (5.10).

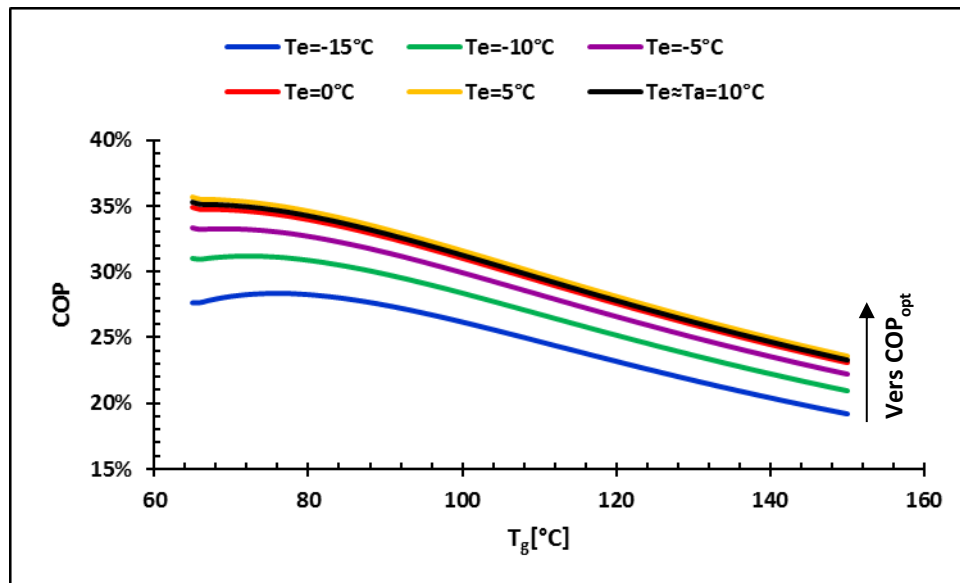


Fig. 5.9 : Variation de COP en fonction de la température de génération T_g pour différentes valeurs de température d'évaporation T_e , dont une valeur égale à T_a ($T_c \approx T_a = 10^\circ\text{C}$).

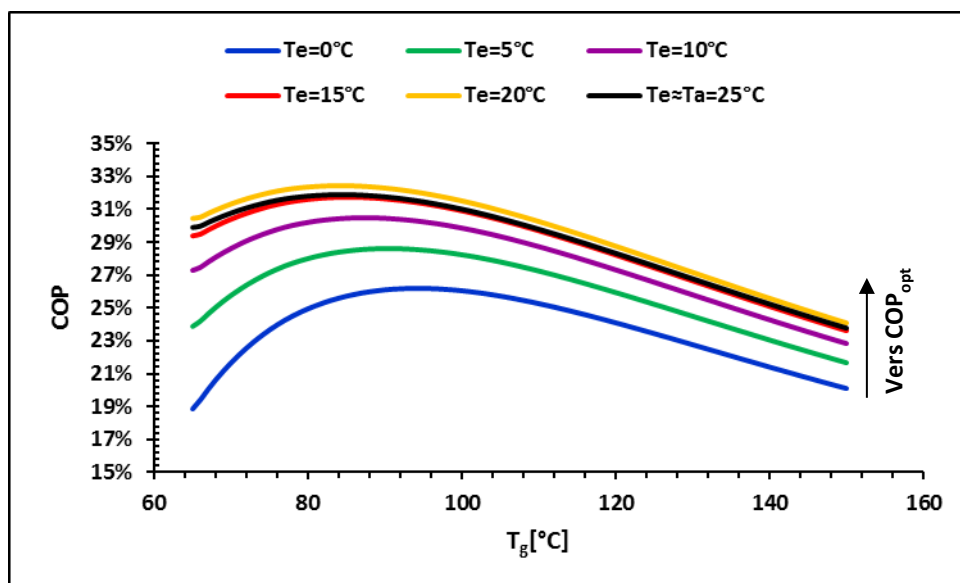


Fig. 5.10 : Variation de COP en fonction de la température de génération T_g pour différentes valeurs de température d'évaporation T_e , dont une valeur égale à T_a ($T_c \approx T_a = 25^\circ\text{C}$).

Suivant les figures (5.9) et (5.10), le COP atteint son évolution maximale, que l'on désigne par COP_{opt} , pour le cas de $T_e = T_a$, ce qui prouve la condition aboutie par l'équation (5.6).

La figure (5.11) donne la variation du rapport entre le COP et le COP_{opt} en fonction de la température d'évaporation T_e , pour différentes valeurs de température d'adsorption T_a .

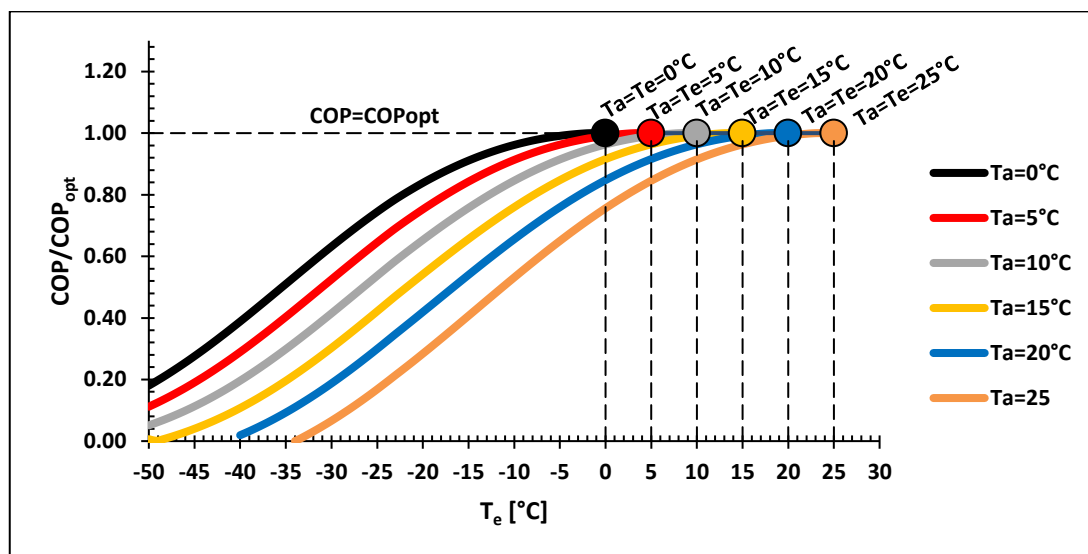


Fig. 5.11 : Variation du rapport entre le COP et le COP_{opt} en fonction de la température d'évaporation T_e pour différentes valeurs de température d'adsorption T_a .

D'après la figure (5.11), le COP atteint sa valeur maximale, désignée par le COP_{opt} , en vérifiant l'égalité des températures T_a et T_e . Ce résultat important est bien clair dans la figure (5.12).

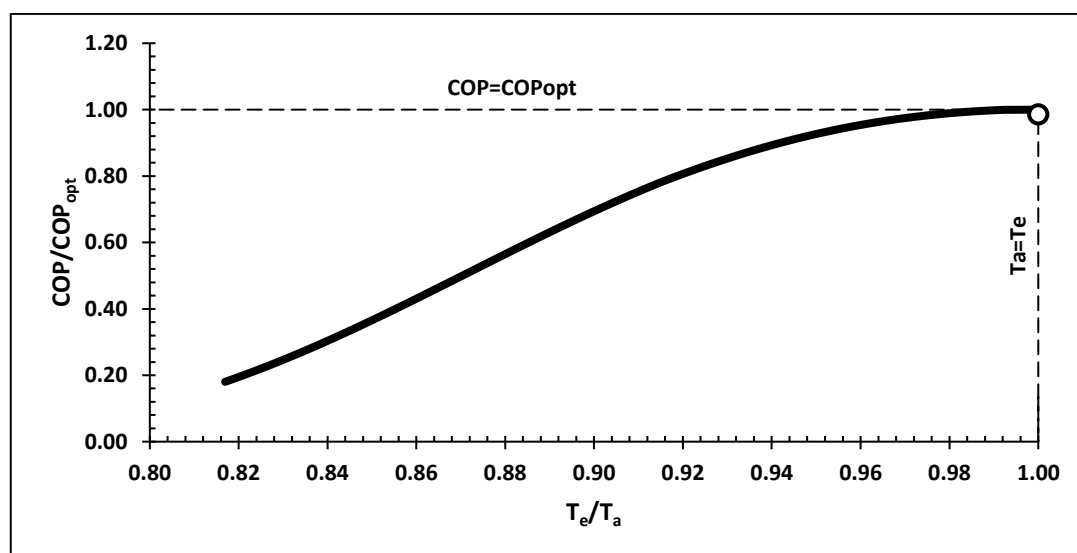


Fig. 5.12 : Variation du rapport entre le COP et le COP_{opt} en fonction du rapport entre T_e et T_a .

Pour la relation entre T_a et T_c , on n'est pas arrivé à démontrer une formulation analytique comme l'équation (5.6), sauf que la recommandation de les supposer être égales pour les raisons expliquées dans le paragraphe 8.2 du chapitre II.

Maintenant, il ne reste que de spécifier la température de génération T_g correspond au COP le plus élevé pour le cas de $T_e=T_a$ et que l'on désigne par le COP_{opt} . On utilise alors la corrélation de l'équation (5.1) et en appliquant la condition de l'équation (5.6) ($T_a=T_e$), on obtient la corrélation simplifiée suivante :

$$2.15. T_c - \left(\frac{851}{A} + 1.15\right) T_a + 10 - T_g = 0 \quad (5.7)$$

et pour $T_c=T_a=T_{amb}$, la corrélation ci-dessus donne alors :

$$T_{g_{lim}} = \left(1 - \frac{851}{A}\right) T_{amb} + 10 \quad (5.8)$$

Où $T_{g_{lim}}$ est la température de génération pour laquelle le coefficient de performance COP est optimal ($COP=COP_{opt}$) sous la condition de $T_c=T_a=T_e$.

D'après l'équation (5.8), le COP_{opt} ne dépend que les conditions climatiques, la température ambiante T_{amb} et l'irradiation solaire, en chauffant l'adsorbent-collecteur à la température $T_{g_{lim}}$ prédéfinie préalablement en utilisant cette équation. La figure (5.13) représente la variation de COP en fonction des différences des températures de génération T_g et $T_{g_{lim}}$ pour le cas de $T_c=T_a=T_e$.

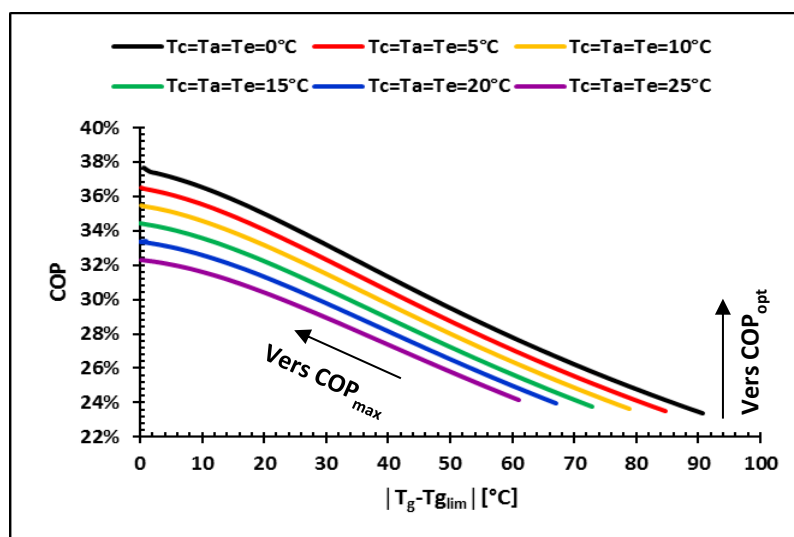


Fig. 5.13 : Variation de COP en fonction des différences des températures de génération T_g et $T_{g_{lim}}$ pour $T_c=T_a=T_e$.

Suivant la figure (5.13), on constate que le COP_{max} est obtenu pour $T_g = T_{glim}$, ce qui vérifie l'équation (5.1) et le COP_{opt} est obtenu pour des températures T_a , T_c et T_e les plus minimales possible sous la condition de $T_c = T_a = T_e$.

La constante A de l'équation (5.8) peut se varier suivant l'équation (4.2) et le calcul des pressions, P_e et P_c , nécessite une interpolation des données du tableau (2.2). Donc une condition est nécessaire pour déterminer T_{glim} sans recours à l'équation (5.8).

Pour atteindre la condition de cette limite maximale de COP, on doit suivre la procédure ci-dessous pour une concentration la plus minimale de l'adsorbat m_{min} , à la fin de la désorption, où la température de l'adsorbeur-collecteur est celle de génération T_g .

À partir de l'équation (2.1) et l'équation (2.3), la concentration minimale de l'adsorbat m_{min} est donnée par :

$$m_{min} = W_0 \rho_l \cdot Exp \left[-D \left[T_g \cdot \ln \left(\frac{P_s(T_g)}{P_s(T_c)} \right) \right]^n \right] \quad (5.9)$$

En utilisant l'équation (2.33), les pressions de saturation, $P_s(T_g)$ et $P_s(T_a)$, peuvent s'écrire, respectivement, comme suit :

$$P_s(T_g) = Exp \left(A \frac{1}{T_g} + B \right) \quad (5.10)$$

$$P_s(T_c) = Exp \left(A \frac{1}{T_c} + B \right) \quad (5.11)$$

En substituant les deux équations (5.10) et (5.11) dans l'équation (5.9), on obtient :

$$m_{min} = W_0 \rho_l \cdot Exp \left[-D \left[A \cdot \left(1 - \frac{T_g}{T_c} \right) \right]^n \right] \quad (5.12)$$

Pour que m_{min} de l'équation (5.12) soit minimale possible, le terme exponentiel doit être minimum possible :

$$Exp \left[-D \left[A \cdot \left(1 - \frac{T_g}{T_c} \right) \right]^n \right] = \varepsilon \quad (5.13)$$

La simplification de l'équation (5.13), ci-dessus, donne la condition suivante :

$$\frac{T_g}{T_c} = \left(1 - \frac{1}{A} \cdot \left(\frac{\ln \left(\frac{1}{\varepsilon} \right)}{D} \right)^{\frac{1}{n}} \right) = R_{gc} \quad (5.14)$$

Cette condition permet d'atteindre la limite maximale de COP pour des températures T_a , T_c et T_e dont les valeurs sont égales.

L'adaptation de la corrélation de l'équation (5.14) avec les résultats numériques du présent chapitre définit la valeur de ε et qui est égale à 0.25.

Le tableau (5.1), ci-dessous, donne une comparaison entre le rapport numérique $T_{g_{lim}}/T_c$ et le rapport analytique R_{gc} , en fonction du rapport de COP/COP_{opt} sous la condition de $T_a=T_c=T_e$.

Tableau 5.1 : Comparaison entre le rapport numérique $T_{g_{lim}}/T_c$ et le rapport analytique R_{gc} sous la condition de $T_a=T_c=T_e$.

$T_a=T_c=T_e$ [°C]	COP/COP_{opt}	$T_{g_{lim}}/T_c$ (Eq. (5.8))	$T_{g_{lim}}/T_c$ Numérique	R_{gc} (Eq. (5.14))
0	1	1.217333	1.219659528	1.210363
5	1	1.216675	1.215710947	1.210363
10	1	1.216040	1.215433516	1.210363
15	1	1.215427	1.215165712	1.210363
20	1	1.214836	1.214907044	1.210363
25	1	1.214264	1.214657052	1.210363

Le tableau (5.1) montre que le rapport de $T_{g_{lim}}/T_c$ est le même que R_{gc} , ce qui prouve que la condition des équations (5.8) et (5.14), pour que le COP soit optimal, est valable en posant $T_a=T_c=T_e$ comme condition de l'équation (5.6).

On signale ici que les températures formulant les rapports du tableau (5.1) sont en K.

Alors, pour le cas étudié, que ce soit les valeurs de T_a , T_c et T_e dans le cas où elles sont égales, la vérification du rapport $T_g/T_c=1.21$ veut dire que cette température de génération T_g que l'on désigne par $T_{g_{lim}}$ convient avec un coefficient de performance optimal COP_{opt} . De plus, ce rapport est petit de telle sorte que la machine frigorifique à adsorption fonctionne sous une performance maximale pour des basses températures de chauffage, par exemple : $T_a=T_c=T_e=25^\circ\text{C} \rightarrow T_{g_{lim}}=87.61^\circ\text{C}$ et ce résultat est important pour l'économie de l'énergie fournie à la machine.

La température $T_{g_{lim}}$ n'est pas nécessairement la température maximale atteinte par l'adsorbent pendant le chauffage, mais c'est une température de chauffage de l'adsorbent pour laquelle le COP est optimal.

Pour calculer la température maximale, que l'on désigne par $T_{g_{\max}}$, atteinte par l'adsorbant, on utilise l'équation (2.24) pour un éclairage solaire ou un flux de chaleur connu et une épaisseur du lit adsorbant donnée.

5. Assurance de fonctionnement du cycle de la machine sous les conditions optimales

Il s'agit de l'assurance de l'égalité des températures T_a , T_c et T_e , alors que les températures T_{S1} et T_{S2} sont calculées, en utilisant, respectivement, les conditions des équations (4.9) et (4.10) et $T_{g_{\lim}}$ est déterminée directement en multipliant l'un des températures T_a ou T_e ou T_c par la valeur de 1.21.

Pour faciliter la détermination des températures T_{S1} et T_{S2} pour un COP_{opt} sans le recours aux équations (4.9) et (4.10), on doit d'abord voir l'évolution de ces deux températures sous les conditions optimales. Les figures (5.14) et (5.15) montrent, respectivement, la variation de température T_{S1} en fonction de T_g pour différentes valeurs de T_a , T_c et T_e sous la condition de $T_a=T_c=T_e$ et la variation de température T_{S2} en fonction des températures T_a , T_c et T_e sous la condition de $T_a=T_c=T_e$, pour différentes valeurs de T_g .

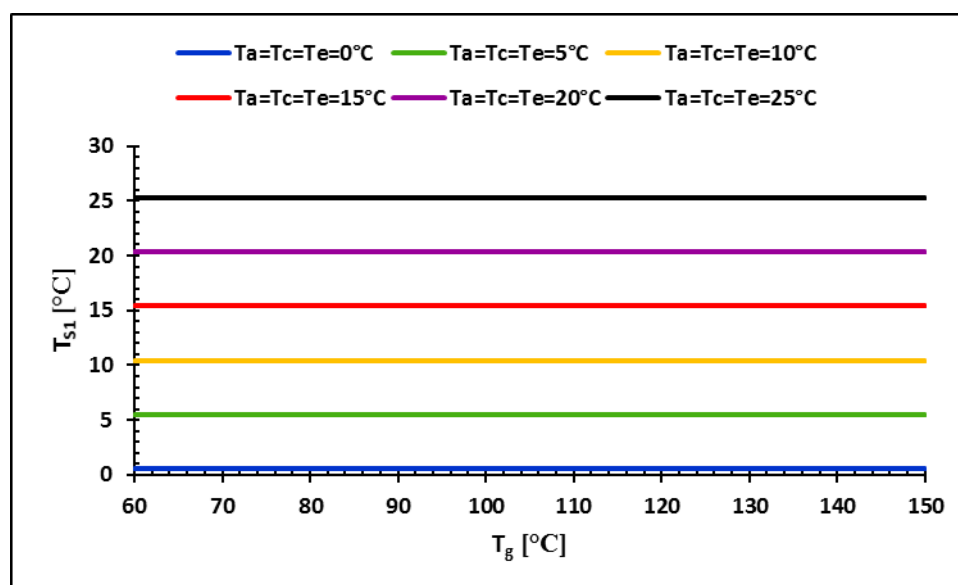


Fig. 5.14 : Variation de température T_{S1} en fonction de T_g pour différentes valeurs de T_a , T_c et T_e et sous la condition de $T_a=T_c=T_e$.

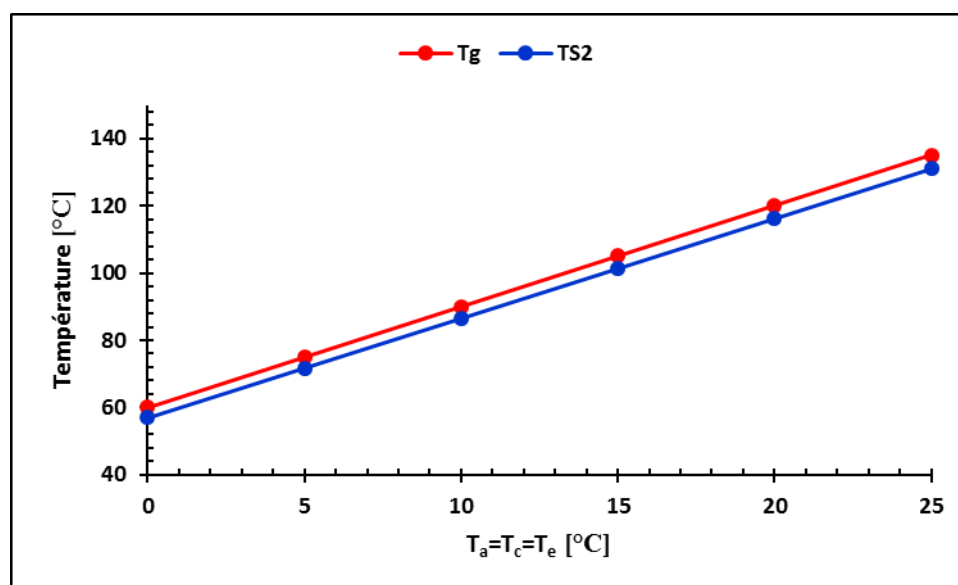


Fig. 5.15 : Variation de température T_{S2} en fonction des températures T_a , T_c et T_e pour différentes valeurs de T_g et sous la condition de $T_a = T_c = T_e$.

À partir de la figure (5.14), on voit clairement que la valeur de T_{S1} est presque la même que les températures T_a , T_c et T_e sous la condition de $T_a = T_c = T_e$ et le même pour la figure (5.15), on constate que la valeur de T_{S2} est presque égale à la température T_g sous la condition de $T_a = T_c = T_e$. En résumé, le COP_{opt} est obtenu sous les conditions $T_{S1} = T_a = T_c = T_e$ et $T_{S2} = T_{glim}$.

Cela est logique, car l'égalité de T_c et T_e impose l'égalité des pressions P_c et P_e , ce qui fait le cycle de la machine sous forme d'une ligne au lieu d'un parallépipède (figure (2.2)).

5.1. Nouveau cycle optimal

La figure (5.16) montre le nouveau cycle optimal de la machine frigorifique à adsorption sous les conditions $T_{S1} = T_a = T_c = T_e$ et $T_{S2} = T_{glim}$.

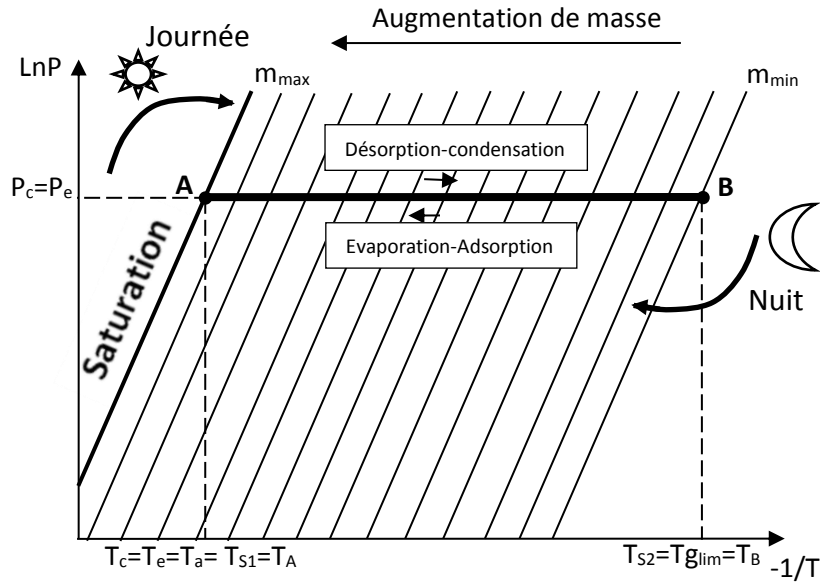


Fig. 5.16 : Cycle idéal optimal de la machine frigorifique à adsorption dans un diagramme de Clausius-Clapeyron.

À travers le cycle optimal illustré dans la figure (5.16), on voit que les phases de chauffage et de refroidissement isostériques ont été annulées, ce qui permet de gagner de temps pendant l'exécution du cycle, d'économiser l'énergie et d'automatiser le fonctionnement de la machine par l'ouverture et la fermeture des vannes de passage de l'adsorbat de l'adsorbeur vers le condenseur et de l'évaporateur vers l'adsorbeur, en basant sur les deux températures aux extrémités du cycle linéaires, T_A et T_B . Où T_A peut prendre la valeur de la température ambiante T_{amb} en cas d'un refroidissement de l'adsorbeur par l'air ambiant et T_B est calculée par l'équation (5.8) en fonction de la température T_A .

$$T_A = T_{amb} \quad (5.15)$$

$$T_B = \left(1 - \frac{851}{A}\right) T_A + 10 \quad (5.16)$$

Les températures déterminées par les équations (5.15) et (5.16), ci-dessus, correspondent à un COP_{max} . Ce coefficient de performance maximale tend vers le COP_{opt} pour des valeurs de T_A les plus minimales, suite aux résultats de la figure (5.13). Le COP_{opt} correspond à l'état des températures qui peuvent donner le COP_{max} le plus maximum possible.

En utilisant l'équation (4.2) pour déterminer la constante A , les calculs ont montré que cette constante ne se varie pas sous la condition optimale ($T_a = T_c \approx T_e$), où T_e est supposée

toujours inférieure à T_a et T_c de 2.5°C , pour des raisons de programmation numérique. La constante prend alors la valeur de -4708.863 . Donc l'équation (5.16) peut être simplifiée sous la forme suivante :

$$T_B = 1.18T_A + 10 \quad (5.17)$$

L'équation (5.17) est valable pour les machines frigorifiques à adsorption utilisant le couple charbon actif AC35-méthanol, où l'unité des températures est considérée en K.

L'assurance de fonctionnement du cycle optimal, montré dans la figure (5.16), se fait par l'ouverture de la vanne anti-retour de l'adsorbeur vers le condenseur dès que la température de l'adsorbeur est égale à T_A et sa fermeture dès que la température de l'adsorbeur atteint par chauffage la valeur de T_B . À ce moment-là, la vanne de l'évaporateur vers l'adsorbeur s'ouvre et ne se ferme que si la température de l'adsorbeur atteint par refroidissement la valeur de T_A , et ainsi de suite.

5.2. Contrôle du cycle optimal en fonction de la condensation et de l'évaporation

Ce paragraphe est une traduction de l'objectif du chapitre IV, mais d'une façon plus simple et plus brève. Il s'agit de l'adaptation du cycle optimal, c'est-à-dire le fonctionnement optimal de l'adsorbeur, avec la température de condensation T_c imposée par le condenseur et la température d'évaporation T_e imposée par l'évaporateur. Pour cette dernière, c'est-à-dire la température d'évaporation T_e , le problème ne se pose pas, car elle est une température contrôlable sous la pression d'évaporation P_e sélectionnée. Alors que pour la condensation et notamment par convection naturelle, la température T_c prend la valeur de température ambiante T_{amb} , qui est très élevée pendant les mois d'été, donc la condensation peut être difficile. Ce problème a déjà été étudié par Rouag et al. [202], dont une solution présentée dans le chapitre IV est différente de celle proposée par ces auteurs. Cette solution a été générale, soit pour un cycle normal ou optimal.

Maintenant pour le cycle optimal, au lieu de parler d'un niveau de températures, on parle d'un niveau de pressions, qui donne l'état de fonctionnement du cycle optimal en correspondance avec l'évaporation, pour contrôler la production du froid et avec la condensation pour s'adapter à la température ambiante de condensation. La figure (5.17), ci-après, montre les différents niveaux du fonctionnement du cycle optimal pour lesdites raisons.

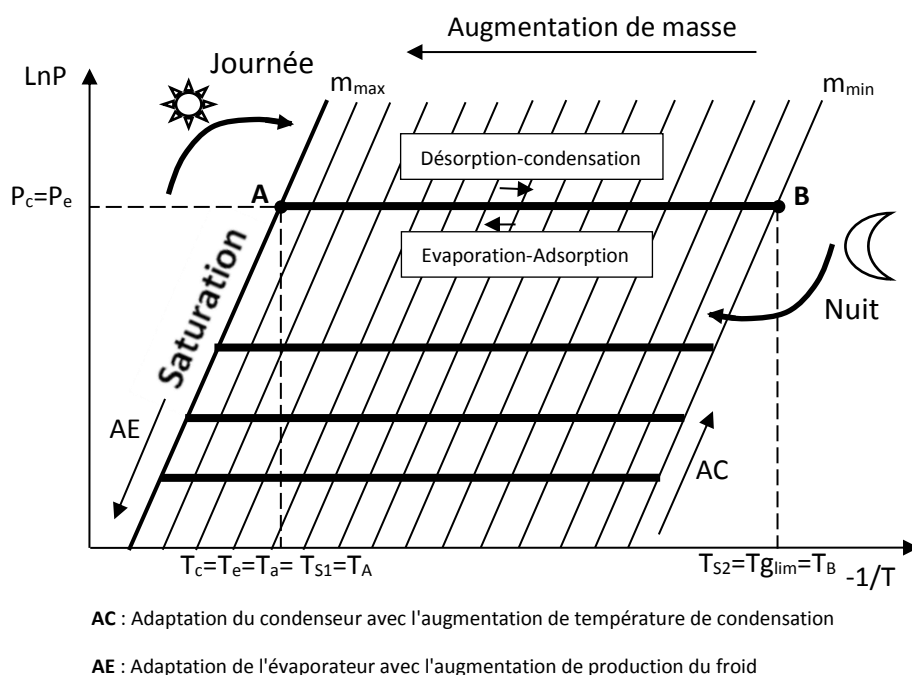
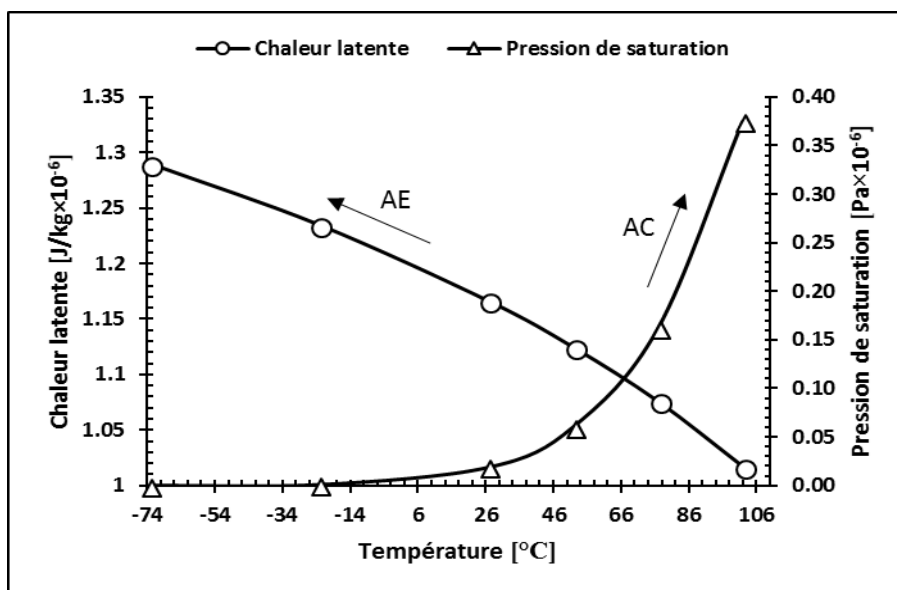


Fig. 5.17 : Différents niveaux du fonctionnement du cycle optimal de la machine frigorifique à adsorption dans un diagramme de Clausius-Clapeyron.

La valeur de température T_A est limitée par la masse adsorbée la plus maximale possible et qui est, à son tour, limitée par la courbe de saturation de l'adsorbat, tandis que T_B est limitée par la masse désorbée le plus minimale possible.

Les sens AC et AE sont déduits du tableau (2.2) de propriétés thermophysiques de méthanol, le long de la courbe de saturation. Où la chaleur latente est improportionnelle à la température et la pression de saturation est proportionnelle à la température, ce qui veut dire qu'une bonne production du froid convient avec une basse pression d'évaporation et l'adaptation de condensation à température élevée convient avec une pression de condensation élevée. La figure (5.18) permet de voir clairement cette proportionnalité.

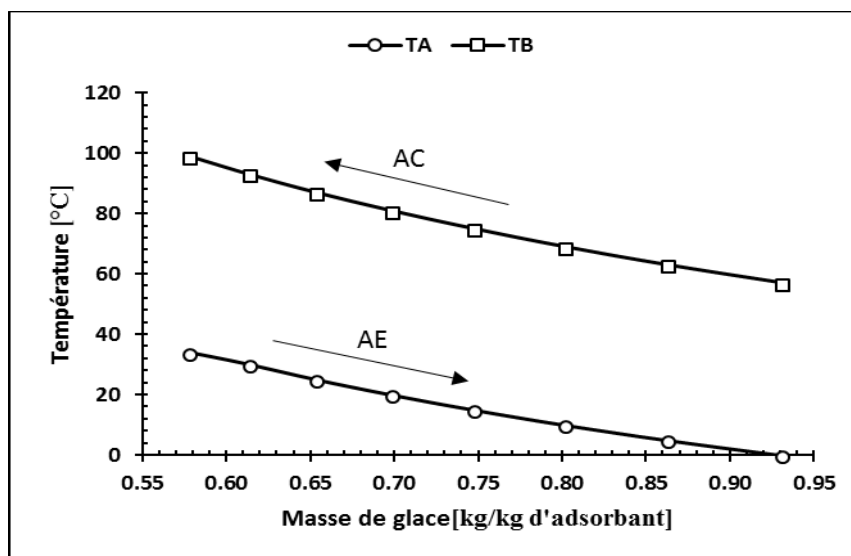


AC : Adaptation du condenseur avec l'augmentation de température de condensation

AE : Adaptation de l'évaporateur avec l'augmentation de production du froid

Fig. 5.18 : Proportionnalité de la chaleur latente et de la pression de saturation avec la température (données de tableau (2.2)).

La figure (5.19), ci-dessous, montre la variation de la température T_B et la température T_A en fonction de la masse de glace possible à produire par 1 kg d'adsorbant. Le calcul de cette masse est basé sur les équations (2.5) et (3.1).



AC : Adaptation du condenseur avec l'augmentation de température de condensation

AE : Adaptation de l'évaporateur avec l'augmentation de production du froid

Fig. 5.19: Variation de la température T_B et la température T_A en fonction de la masse de glace possible à produire par 1 kg d'adsorbant.

À partir de la figure (5.19), on constate que la production du froid diminue avec l'augmentation de la température de condensation, alors que la meilleure production doit être pour des températures minimales possibles. Cela nous conduit à déduire que l'utilisation de la convection naturelle par l'air ambiant, pour favoriser la condensation par refroidissement du condenseur ou l'évaporation par refroidissement de l'adsorbeur, est mis le cycle dans son état le plus faible sous les conditions optimales. C'est pour ça l'utilisation d'un système de convection forcée sera mieux, notamment s'il est économique. On signale ici que de bonnes solutions ont été proposées par Rouag et al. [202, 203], en ce qui concerne la condensation, tandis que l'évaporation a encore besoin d'une amélioration.

6. Conclusion

Une optimisation de performance thermique de la machine frigorifique à adsorption, utilisant le couple charbon actif AC35-méthanol, a été présentée dans ce chapitre. Il s'agit de la détermination des températures de fonctionnement du cycle optimal, qui conviennent avec un coefficient de performance optimal COP_{opt} .

La condition où les températures T_a , T_{S1} , T_c et T_e sont égales rend la performance thermique maximale, où les valeurs de température de génération T_g et au début d'adsorption T_{S2} sont les mêmes, en assurant un rapport de $T_{S2}/T_c = T_g/T_c = 1.21$ pour le cas du couple charbon actif AC35-méthanol. Cette température de génération, que l'on désigne par T_{glim} , est définie en fonction des conditions climatiques représentées par la température ambiante.

Le coefficient optimal de performance COP_{opt} est obtenu pour des températures T_a , T_c et T_e les plus minimales possible sous la condition de $T_a = T_c = T_e$.

Un résultat important est que la performance maximale de la machine frigorifique est obtenue à des basses températures de chauffage sous cette condition.

Tous ces résultats ci-dessus ont permis de définir un nouveau cycle optimal de la machine frigorifique à adsorption sous les conditions $T_{S1} = T_a = T_c = T_e$ et $T_{S2} = T_{glim}$.

CONCLUSION GÉNÉRALE

CONCLUSION GÉNÉRALE

Le présent travail, de l'étude numérique des transferts de chaleur dans une machine frigorifique à adsorption, nous a permis de toucher pas mal des aspects de ce genre des machines. Nos retouches ont effacé les trois éléments essentiels de la machine, à savoir : l'adsorbant-collecteur, le condenseur et l'évaporateur, en basant sur les trois types de modélisation : numérique, semi-analytique et analytique. Lesdites modélisations ont été essentiellement reposées sur les échanges thermiques, pendant le cycle de fonctionnement, entre l'adsorbant et le milieu extérieur et les échanges massiques entre l'adsorbant et le condenseur et entre l'adsorbant et l'évaporateur.

Chaque chapitre de ce travail est sorti d'un ou de résultats qui peuvent donner une poussée aux avancements de développement des systèmes frigorifiques à adsorption. Cela peut être résumé dans les sept (07) paragraphes suivants :

- Une synthèse bibliographique sur les systèmes frigorifiques à adsorption nous a permis de désigner les problèmes encore suspendus et de définir notre contribution en relation avec l'objectif de l'intitulé de la thèse. La synthèse avait aussi un intérêt parmi d'autres sur le bon choix du couple adsorbant-adsorbant, où la comparaison et l'analyse nous ont mené à sélectionner le charbon actif-méthanol comme couple de travail performant.
- Un modèle numérique pour l'évaluation des transferts de chaleur dans la machine frigorifique solaire à adsorption a été développé et validé par l'expérimentale. Le calcul des pertes de chaleur à travers l'adsorbant-collecteur, utilisant le couple charbon actif AC-35/méthanol, pendant la phase de chauffage solaire et l'effet de la durée de chauffage sur l'efficacité thermique de l'adsorbant-collecteur ont été considérés dans cette modélisation. Les résultats ont montré que la durée de chauffage est le facteur le plus important qui affecte la quantité de chaleur perdue par l'adsorbant-collecteur. Le temps de chauffage le plus court correspond à moins de pertes de chaleur. Presque 70 % de l'énergie solaire reçue par l'adsorbant-collecteur, pendant la phase de chauffage du prototype étudié, est dégagée vers l'ambiant sous forme d'une chaleur. Un nouveau coefficient optimisé de performance a été défini, pour déterminer le nombre des adsorbants qui peuvent être intégrés en récupérant cette énergie perdue. Ce nombre peut atteindre jusqu'à deux (02) adsorbants supplémentaires pour l'exemple de la

machine considérée, ce qui veut dire qu'une augmentation de performance de la machine de deux (02) fois plus.

- La prédiction des températures de fonctionnement du cycle de la machine frigorifique à adsorption a été modélisée numériquement en fonction de la performance. Les résultats du coefficient de performance (COP) ont été comparés avec un travail expérimental, obtenu de la littérature pour le couple charbon actif AC-40-méthanol, sous une erreur relative moyenne de 0.16 %. La production de froid était meilleure pour les températures de génération plus élevées, qui correspondent à des irradiances solaires maximales.
- Des modèles semi-analytiques ont été proposés pour contrôler la température de condensation et d'évaporation du fluide frigorigène (adsorbat), de la machine frigorifique à adsorption, avec des nouvelles corrélations pour le cas du charbon actif AC35-méthanol comme couple de travail. Ainsi la condensation du fluide frigorigène à l'aide d'un condenseur simple refroidi par l'air est possible pour les régions ayant une température ambiante très élevée. L'étude donne aussi une possibilité d'économiser de l'énergie fournie au système de refroidissement forcé de fluide frigorigène au cours de la condensation et permet d'automatiser le système à l'aide d'un thermostat pour le contrôle et la régulation de l'ouverture du clapet anti-retour, pendant le passage du fluide frigorigène de l'adsorbeur vers le condenseur et de l'évaporateur vers l'adsorbeur.
- La relation entre la performance thermique optimale du cycle de la machine frigorifique à adsorption et les températures de fonctionnement, correspondant à cette performance, a été déterminée analytiquement. Une corrélation analytique a été développée, qui lie entre les températures du cycle pour un coefficient de performance maximum. La condition où les températures T_a , T_{S1} , T_c et T_e sont égales optimise la performance thermique du cycle, car elle convient avec un COP_{opt} qui correspond à une température de génération T_{glim} , définie en fonction de la température ambiante où la température T_{S2} prend la même valeur que la température de génération. Le rapport de la température de génération T_{glim} et la température de condensation T_c doit assurer la valeur de 1.21 pour le cas du couple charbon actif AC35-méthanol. Le coefficient optimal de performance COP_{opt} est obtenu pour des températures T_a , T_c et T_e les plus minimales possible sous la condition de $T_a=T_c=T_e$.

- Un important résultat est que la performance maximale de la machine frigorifique est obtenue à de basses températures de chauffage sous la condition de $T_a=T_c=T_e$. Cela veut dire que la machine frigorifique à adsorption est plus économique sous les conditions optimales du cycle de fonctionnement, ce qui donne une lumière du succès de l'application de cette machine même dans les régions avec des périodes moins ensoleillées.
- Les résultats ci-dessus des relations assurant le COP_{opt} ont permis de définir un nouveau cycle optimal, de la machine frigorifique à adsorption, sous les conditions $T_{S1}=T_a=T_c=T_e$ et $T_{S2}=T_{glim}$. Ce cycle prend une forme d'une ligne au lieu d'un parallépipède en basant sur des deux températures aux extrémités du cycle T_A et T_B , calculées facilement par deux équations simples.

RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

Références bibliographiques

- [1] F. Meunier, Thermal swing adsorption refrigeration (heat pump), *Sep. Technol.* 3 (1993) 143-150. doi: 10.1016/0956-9618(93)80014-I.
- [2] K. Bataineh, Y. Taamneh, Review and recent improvements of solar sorption cooling systems, *Energy and Buildings* 128 (2016) 22-37. doi: 10.1016/j.enbuild.2016.06.075.
- [3] H.Z. Hassan, A.A. Mohamad, A review on solar-powered closed physisorption cooling systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 2516-2538. doi: 10.1016/j.rser.2012.02.068.
- [4] H.Z. Hassan, A.A. Mohamad, A review on solar cold production through absorption technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 5331-5348. doi: 10.1016/j.rser.2012.04.049.
- [5] F. Meunier, Sorption solar cooling, *Renewable Energy* 5 (1994) 422-429. doi: 10.1016/0960-1481(94)90409-X.
- [6] H. Valizadeh, N. Ashrafi, A continuous cycle solar thermal refrigeration system, *Renewable Energy* 9 (1996) 632-640. doi: 10.1016/0960-1481(96)88367-4.
- [7] R.E. Critoph, Performance limitations of adsorption cycles for solar cooling, *Solar Energy* 41 (1988) 21-31. doi: 10.1016/0038-092X(88)90111-9.
- [8] D.S. Kim, C.A. Infante Ferreira, Solar refrigeration options – a state-of-the-art review, *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 3-15. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.07.011.
- [9] A.A.M. Sayigh, Solar energy cooling in buildings, H.P. Garg, M. Dayal, G. Furlan, A.A.M. Sayigh (eds.) *Physics and Technology of Solar Energy*, Vol. 1, 1987, pp. 369-396.
- [10] 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. doi: [http://doi.org/10.1016/S1364-0321\(01\)00004-1](http://doi.org/10.1016/S1364-0321(01)00004-1).

- [11] B. Guiren, M.E.A. Djezzar, Faisabilité d'un réfrigérateur solaire à adsorption. Etude technico-économique, Département de Génie Mécanique, Vol. Engineer, University Mohamed Khider -Biskra, Biskra, Algeria, 2009.
- [12] R.H.B. Exell, S.C. Bhattacharya, Y.R. Upadhyaya, Solar cooling for cold storage applications using solid desiccants and adsorbents, H.P. Garg, M. Dayal, G. Furlan, A.A.M. Sayigh (eds.) Physics and Technology of Solar Energy, Vol. 1, 1987, pp. 405-411.
- [13] R. Critoph, R. Vogel, Possible adsorption pairs for use in solar cooling, International Journal of Ambient Energy 7 (1986) 183-190. doi: 10.1080/01430750.1986.9675500.
- [14] E.E. Anyanwu, C.I. Ezekwe, Design, construction and test run of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol, as adsorbent/adsorbate pair, Energy Conversion and Management 44 (2003) 2879-2892. doi: 10.1016/S0196-8904(03)00072-4.
- [15] X. Zhang, I. Dincer, Energy Solutions to Combat Global Warming, 1 ed., Springer, 2017.
- [16] M. Laidi, S. Hanini, Optimal solar COP prediction of a solar-assisted adsorption refrigeration system working with activated carbon/methanol as working pairs using direct and inverse artificial neural network, International Journal of Refrigeration 36 (2013) 247-257. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.09.016.
- [17] H.Z. Hassan, A.A. Mohamad, H.A. Al-Ansary, Development of a continuously operating solar-driven adsorption cooling system: Thermodynamic analysis and parametric study, Applied Thermal Engineering 48 (2012) 332-341. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.04.040.
- [18] M. Pons, Y. Feng, Characteristic parameters of adsorptive refrigeration cycles with thermal regeneration, Applied Thermal Engineering 17 (1997) 289-298. doi: 10.1016/S1359-4311(96)00020-8.
- [19] A. Rouag, Contribution à l'étude du transfert thermique dans les échangeurs de chaleur des machines frigorifiques à adsorption, in, Université Mohamed Khider-Biskra, 2017.

- [20] A.E. Fadar, A. Mimet, M. Pérez-García, Modelling and performance study of a continuous adsorption refrigeration system driven by parabolic trough solar collector, *Solar Energy* 83 (2009) 850-861. doi: 10.1016/j.solener.2008.12.003.
- [21] R.E. Critoph, Solid sorption cycles: A short history, *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 490-493. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.02.007.
- [22] J. A. R. Stevenson, Refrigeration, *Journal of The Franklin Institute* 208 (1929) 143-187. doi: 10.1016/S0016-0032(29)90252-0.
- [23] R.E. Critoph, Activated carbon adsorption cycles for refrigeration and heat pumping, *Carbon* 27 (1989) 63-70. doi: 10.1016/0008-6223(89)90157-7.
- [24] F. Ziegler, Recent developments and future prospects of sorption heat pump systems, *International Journal of Thermal Sciences* 38 (1999) 191-208. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/S1290-0729\(99\)80083-0](http://dx.doi.org/10.1016/S1290-0729(99)80083-0).
- [25] N.C. Srivastava, I.W. Eames, A review of adsorbents and adsorbates in solid–vapour adsorption heat pump systems, *Applied Thermal Engineering* 18 (1998) 707-714. doi: [http://doi.org/10.1016/S1359-4311\(97\)00106-3](http://doi.org/10.1016/S1359-4311(97)00106-3).
- [26] *Physics and Technology of Solar Energy: Solar Thermal Applications*, H.P. Garg, M. Dayal, G. Furlan, A.A.M. Sayigh (eds.) Proceedings of the International Workshop on Physics of Solar Energy, November 24 - December 6, 1986, Vol. 1, Springer, New Delhi, India, 1987.
- [27] E.E. Anyanwu, Review of solid adsorption solar refrigerator I: an overview of the refrigeration cycle, *Energy Conversion and Management* 44 (2003) 301-312. doi: 10.1016/S0196-8904(02)00038-9.
- [28] A. Dąbrowski, Adsorption — from theory to practice, *Advances in Colloid and Interface Science* 93 (2001) 135-224. doi: 10.1016/S0001-8686(00)00082-8.
- [29] D. Mugnier, V. Goetz, Energy storage comparison of sorption systems for cooling and refrigeration, *Solar Energy* 71 (2001) 47-55. doi: 10.1016/S0038-092X(01)00013-5.
- [30] S.O. Enibe, Solar refrigeration for rural applications, *Renewable Energy* 12 (1997) 157-167. doi: 10.1016/S0960-1481(97)00036-0.

- [31] R.H.B. Exell, Principles of solar thermal conversion, H.P. Garg, M. Dayal, G. Furlan, A.A.M. Sayigh (eds.) Physics and Technology of Solar Energy, Vol. 1, 1987, pp. 27-38.
- [32] N.K. Bansal, J. Blumenberg, H.J. Kavasch, T. Roettinger, Performance testing and evaluation of solid absorption solar cooling unit, Solar Energy 61 (1997) 127-140. doi: 10.1016/S0038-092X(97)00010-8.
- [33] R. Best, I. Pilatowsky, Solar assisted cooling with sorption systems: status of the research in Mexico and Latin America, International Journal of Refrigeration 21 (1998) 100-115. doi: 10.1016/S0140-7007(97)00051-0.
- [34] O.C. Iloeje, A.N. Ndili, S.O. Enibe, Computer simulation of a CaCl₂ solid-adsorption solar refrigerator, Energy 20 (1995) 1141-1151. doi: 10.1016/0360-5442(95)00050-Q.
- [35] N. Mei, Y. Xie, Z. Xu, J. Su, Experimental investigation and mathematical modelling of a solid adsorption refrigeration system, International Communications in Heat and Mass Transfer 32 (2005) 349-359. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2004.06.008.
- [36] R. Wang, L. Wang, J. Wu, Adsorption refrigeration technology: theory and application, John Wiley & Sons, 2014.
- [37] M. Pons, F. Meunier, G. Cacciola, R.E. Critoph, M. Groll, L. Puigjaner, B. Spinner, F. Ziegler, Thermodynamic based comparison of sorption systems for cooling and heat pumping, International Journal of Refrigeration 22 (1999) 5-17. doi: 10.1016/S0140-7007(98)00048-6.
- [38] L.W. Wang, R.Z. Wang, J.Y. Wu, K. Wang, S.G. Wang, Adsorption ice makers for fishing boats driven by the exhaust heat from diesel engine: choice of adsorption pair, Energy Conversion and Management 45 (2004) 2043-2057. doi: 10.1016/j.enconman.2003.10.021.
- [39] W. Chekirou, Étude et analyse d'une machine frigorifique solaire à adsorption, in, Université Mentouri-Constantine, Algérie, 2008.
- [40] A. Mimet, Etude théorique et expérimentale d'une machine frigorifique à adsorption d'ammoniac sur charbon actif, These de Doctorat, Fac Polyt de Mons Belgique (1991). doi.

- [41] A. Errougani, Fabrication et expérimentation d'un réfrigérateur solaire a adsorption utilisant le couple charbon actif- méthanol dans le site de rabat, in, Université Mohammed V-Agdal, Morroco, 2007.
- [42] L. Yong, K. Sumathy, Review of mathematical investigation on the closed adsorption heat pump and cooling systems, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 6 (2002) 305-338. doi: 10.1016/S1364-0321(02)00010-2.
- [43] G. Cacciola, G. Restuccia, Reversible adsorption heat pump: a thermodynamic model, *International Journal of Refrigeration* 18 (1995) 100-106. doi: 10.1016/0140-7007(94)00005-1.
- [44] E. Passos, F. Meunier, J.C. Gianola, Thermodynamic performance improvement of an intermittent solar-powered refrigeration cycle using adsorption of methanol on activated carbon, *Heat Recocery Systems* 6 (1986) 259-264. doi: 10.1016/0198-7593(86)90010-X.
- [45] B.B. Saha, K. Habib, I.I. El-Sharkawy, S. Koyama, Adsorption characteristics and heat of adsorption measurements of R-134a on activated carbon, *International Journal of Refrigeration* 32 (2009) 1563-1569. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.03.010.
- [46] A.A. Askalany, M. Salem, I.M. Ismail, A.H.H. Ali, M.G. Morsy, Experimental study on adsorption–desorption characteristics of granular activated carbon/R134a pair, *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 494-498. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.04.002.
- [47] K. Habib, B.B. Saha, A. Chakraborty, S.T. Oh, S. Koyama, Study on solar driven combined adsorption refrigeration cycles in tropical climate, *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 1582-1589. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.042.
- [48] R. Wang, J. Jia, Y. Zhu, Y. Teng, J. Wu, J. Cheng, Q. Wang, Study on a new solid absorption refrigeration pair: active carbon fiber—methanol, *Journal of solar energy engineering* 119 (1997) 214-218. doi: 10.1115/1.2888021.
- [49] Y. Hamamoto, K.C.A. Alam, B.B. Saha, S. Koyama, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Study on adsorption refrigeration cycle utilizing activated carbon fibers. Part 2. Cycle performance evaluation, *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 315-327. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.06.001.

- [50] Y. Hamamoto, K.C.A. Alam, B.B. Saha, S. Koyama, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Study on adsorption refrigeration cycle utilizing activated carbon fibers. Part 1. Adsorption characteristics, *International Journal of Refrigeration* 29 (2006) 305-314. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.04.008.
- [51] B.B. Saha, I.I. El-Sharkawy, A. Chakraborty, S. Koyama, Study on an activated carbon fiber–ethanol adsorption chiller: Part I – system description and modelling, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 86-95. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.08.004.
- [52] B.B. Saha, I.I. El-Sharkawy, A. Chakraborty, S. Koyama, Study on an activated carbon fiber–ethanol adsorption chiller: Part II – performance evaluation, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 96-102. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.08.005.
- [53] I.I. El-Sharkawy, K. Kuwahara, B.B. Saha, S. Koyama, K.C. Ng, Experimental investigation of activated carbon fibers/ethanol pairs for adsorption cooling system application, *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 859-865. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.10.010.
- [54] I.I. El-Sharkawy, M. Hassan, B.B. Saha, S. Koyama, M.M. Nasr, Study on adsorption of methanol onto carbon based adsorbents, *International Journal of Refrigeration* 32 (2009) 1579-1586. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.06.011.
- [55] I.I. El-Sharkawy, B.B. Saha, S. Koyama, J. He, K.C. Ng, C. Yap, Experimental investigation on activated carbon–ethanol pair for solar powered adsorption cooling applications, *International Journal of Refrigeration* 31 (2008) 1407-1413. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.03.012.
- [56] E.E. Anyanwu, N.V. Ogueke, Thermodynamic design procedure for solid adsorption solar refrigerator, *Renewable Energy* 30 (2005) 81-96. doi: 10.1016/j.renene.2004.05.005.
- [57] N. Medini, B. Marmottant, S. El Golli, P. Grenier, Etude d'une machine solaire autonome à fabriquer de la glace, *International Journal of Refrigeration* 14 (1991) 363-367. doi: 10.1016/0140-7007(91)90034-E.

- [58] P. Grenier, M. Pons, Experimental and theoretical results on the use of an activated carbon/methanol intermittent cycle for the application to a solar powered ice maker, *Solar World Congress*, Vol. 1, 1983, pp. 500-506.
- [59] Z. Tamainot-Telto, S.J. Metcalf, R.E. Critoph, Y. Zhong, R. Thorpe, Carbon–ammonia pairs for adsorption refrigeration applications: ice making, air conditioning and heat pumping, *International Journal of Refrigeration* 32 (2009) 1212-1229. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2009.01.008.
- [60] L. Ma, H. Yang, Q. Wu, Y. Yin, Z. Liu, Q. Cui, H. Wang, Study on adsorption refrigeration performance of MIL-101-isobutane working pair, *Energy* 93 (2015) 786-794. doi: 10.1016/j.energy.2015.09.097.
- [61] M. Li, R.Z. Wang, A study of the effects of collector and environment parameters on the performance of a solar powered solid adsorption refrigerator, *Renewable Energy* 27 (2002) 369-382. doi: 10.1016/S0960-1481(02)00009-5.
- [62] M. Li, R.Z. Wang, Y.X. Xu, J.Y. Wu, A.O. Dieng, Experimental study on dynamic performance analysis of a flat-plate solar solid-adsorption refrigeration for ice maker, *Renewable Energy* 27 (2002) 211-221. doi: 10.1016/S0960-1481(01)00188-4.
- [63] A. Boubakri, Performance of an adsorptive solar ice maker operating with a single double function heat exchanger (evaporator/condenser), *Renewable Energy* 31 (2006) 1799-1812. doi: 10.1016/j.renene.2005.09.015.
- [64] A.P.F. Leite, M. Daguinet, Performance of a new solid adsorption ice maker with solar energy regeneration, *Energy Conversion & Management* 41 (2000) 1625-1647. doi: 10.1016/S0196-8904(00)00011-X.
- [65] E.J. Hu, Simulated results of a non-valve, daily-cycled, solar-powered carbon/methanol refrigerator with a tubular solar collector, *Applied Thermal Engineering* 16 (1996) 439-445. doi: 10.1016/1359-4311(95)00020-8.
- [66] R.A. Rouf, K.C.A. Alam, M.A.H. Khan, B.B. Saha, F. Meunier, M.A. Alim, K.M.A. Kabir, Advancement of Solar Adsorption Cooling by Means of Heat Storage, *Procedia Engineering* 90 (2014) 649-656. doi: 10.1016/j.proeng.2014.11.786.

- [67] R.A. Rouf, K.C.A. Alam, M.A.H. Khan, Solar Adsorption Cooling and Hot Water Supply for Climatic Condition of Dhaka, *Procedia Engineering* 105 (2015) 705-712. doi: 10.1016/j.proeng.2015.05.060.
- [68] H. Deshmukh, M.P. Maiya, S. Srinivasa Murthy, Continuous vapour adsorption cooling system with three adsorber beds, *Applied Thermal Engineering* 82 (2015) 380-389. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.01.013.
- [69] X. Ji, X. Song, M. Li, J. Liu, Y. Wang, Performance investigation of a solar hot water driven adsorption ice-making system, *Energy Conversion and Management* 106 (2015) 759-765. doi: 10.1016/j.enconman.2015.10.032.
- [70] X.J. Zhang, R.Z. Wang, Design and performance simulation of a new solar continuous solid adsorption refrigeration and heating hybrid system, *Renewable Energy* 27 (2002) 401-415. doi: [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(01\)00148-3](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(01)00148-3).
- [71] H.Z. Hassan, A.A. Mohamad, Thermodynamic analysis and theoretical study of a continuous operation solar-powered adsorption refrigeration system, *Energy* 61 (2013) 167-178. doi: 10.1016/j.energy.2013.09.004.
- [72] H.Z. Hassan, A.A. Mohamad, H.A. Al-Ansary, Y.M. Alyousef, Dynamic analysis of the CTAR (constant temperature adsorption refrigeration) cycle, *Energy* 77 (2014) 852-858. doi: 10.1016/j.energy.2014.09.071.
- [73] İ. Solmuş, B. Kaftanoğlu, C. Yamalı, D. Baker, Experimental investigation of a natural zeolite–water adsorption cooling unit, *Applied Energy* 88 (2011) 4206-4213. doi: 10.1016/j.apenergy.2011.04.057.
- [74] H.L. Luo, Y.J. Dai, R.Z. Wang, R. Tang, M. Li, Year round test of a solar adsorption ice maker in Kunming, China, *Energy Conversion and Management* 46 (2005) 2032-2041. doi: 10.1016/j.enconman.2004.10.019.
- [75] A. Boubakri, J.J. Guilleminot, F. Meunier, Adsorptive solar powered ice maker: experiments and model, *Solar Energy* 69 (2000) 249-263. doi: [http://doi.org/10.1016/S0038-092X\(00\)00063-3](http://doi.org/10.1016/S0038-092X(00)00063-3).
- [76] A. Boubakri, M. Arsalane, B. Yous, L. Ali-Moussa, M. Pons, F. Meunier, J.J. Guilleminot, Experimental study of adsorptive solar powered ice makers in Agadir

(Morocco)—1. performance in actual site, *Renewable Energy* 2 (1992) 7-13. doi: 10.1016/0960-1481(92)90054-7.

[77] R.Z. Wang, Efficient adsorption refrigerators integrated with heat pipes, *Applied Thermal Engineering* 28 (2008) 317-326. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.02.028.

[78] B.B. Saha, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype, *Renewable Energy* 23 (2001) 93-101. doi: 10.1016/S0960-1481(00)00107-5.

[79] R.Z. Wang, Performance improvement of adsorption cooling by heat and mass recovery operation, *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 602-611. doi: 10.1016/S0140-7007(01)00004-4.

[80] L.W. Wang, J.Y. Wu, R.Z. Wang, Y.X. Xu, S.G. Wang, X.R. Li, Study of the performance of activated carbon–methanol adsorption systems concerning heat and mass transfer, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 1605-1617. doi: 10.1016/S1359-4311(03)00104-2.

[81] A. Akahira, K.C.A. Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Mass recovery adsorption refrigeration cycle—improving cooling capacity, *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 225-234. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2003.10.004.

[82] A. Akahira, K.C.A. Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Experimental investigation of mass recovery adsorption refrigeration cycle, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 565-572. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.10.001.

[83] A. Akahira, K.C. Amanul Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Mass recovery four-bed adsorption refrigeration cycle with energy cascading, *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 1764-1778. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.10.006.

[84] D.C. Wang, J.Y. Wu, Influence of intermittent heat source on adsorption ice maker using waste heat, *Energy Conversion and Management* 46 (2005) 985-998. doi: 10.1016/j.enconman.2004.06.002.

[85] R.G. Oliveira, V. Silveira, R.Z. Wang, Experimental study of mass recovery adsorption cycles for ice making at low generation temperature, *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 303-311. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.04.021.

- [86] L.W. Wang, R.Z. Wang, J.Y. Wu, Y.X. Xu, S.G. Wang, Design, simulation and performance of a waste heat driven adsorption ice maker for fishing boat, *Energy* 31 (2006) 244-259. doi: 10.1016/j.energy.2005.03.006.
- [87] H.L. Luo, R.Z. Wang, Y.J. Dai, J.Y. Wu, J.M. Shen, B.B. Zhang, An efficient solar-powered adsorption chiller and its application in low-temperature grain storage, *Solar Energy* 81 (2007) 607-613. doi: 10.1016/j.solener.2006.09.001.
- [88] D.C. Wang, Y.J. Wang, J.P. Zhang, X.L. Tian, J.Y. Wu, Experimental study of adsorption chiller driven by variable heat source, *Energy Conversion and Management* 49 (2008) 1063-1073. doi: 10.1016/j.enconman.2007.09.022.
- [89] X.Q. Zhai, R.Z. Wang, Experimental investigation and theoretical analysis of the solar adsorption cooling system in a green building, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 17-27. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2008.01.028.
- [90] Z.S. Lu, R.Z. Wang, Z.Z. Xia, Q.B. Wu, Y.M. Sun, Z.Y. Chen, An analysis of the performance of a novel solar silica geewater adsorption air conditioning, *Applied Thermal Engineering* 31 (2011) 3636-3642. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2010.11.024.
- [91] Q.W. Pan, R.Z. Wang, Z.S. Lu, L.W. Wang, Experimental investigation of an adsorption refrigeration prototype with the working pair of composite adsorbent-ammonia, *Applied Thermal Engineering* 72 (2014) 275-282. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.06.054.
- [92] B.B. Saha, S. Koyama, J.B. Lee, K. Kuwahara, K.C.A. Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa, T. Kashiwagi, Performance evaluation of a low-temperature waste heat driven multi-bed adsorption chiller, *International Journal of Multiphase Flow* 29 (2003) 1249-1263. doi: 10.1016/S0301-9322(03)00103-4.
- [93] L. Yong, K. Sumathy, Modeling and simulation of a solar powered two bed adsorption air conditioning system, *Energy Conversion and Management* 45 (2004) 2761-2775. doi: 10.1016/j.enconman.2003.12.004.
- [94] L.W. Wang, J.Y. Wu, R.Z. Wang, Y.X. Xu, S.G. Wang, Experimental study of a solidified activated carbon-methanol adsorption ice maker, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 1453-1462. doi: 10.1016/S1359-4311(03)00103-0.

- [95] L.W. Wang, R.Z. Wang, J.Y. Wu, Z.Z. Xia, K. Wang, A new type adsorber for adsorption ice maker on fishing boats, *Energy Conversion and Management* 46 (2005) 2301-2316. doi: 10.1016/j.enconman.2004.09.010.
- [96] H. Luo, R. Wang, Y. Dai, The effects of operation parameter on the performance of a solar-powered adsorption chiller, *Applied Energy* 87 (2010) 3018-3022. doi: 10.1016/j.apenergy.2010.03.013.
- [97] Z.S. Lu, L.W. Wang, R.Z. Wang, Experimental analysis of an adsorption refrigerator with mass and heat-pipe heat recovery process, *Energy Conversion and Management* 53 (2012) 291-297. doi: 10.1016/j.enconman.2011.09.009.
- [98] Z. Lu, R. Wang, Z. Xia, Experimental analysis of an adsorption air conditioning with micro-porous silica gel–water, *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 1015-1020. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.07.041.
- [99] J.Y. Wu, R.Z. Wang, Y.X. Xu, Influence of adsorption and desorption capacity on operating process for adsorption heat pump, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 471-476. doi: 10.1016/S1359-4311(01)00091-6.
- [100] H.T. Chua, K.C. Ng, A. Malek, T. Kashiwagi, A. Akisawa, B.B. Saha, Multi-bed regenerative adsorption chiller — improving the utilization of waste heat and reducing the chilled water outlet temperature fluctuation, *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 124-136. doi: 10.1016/S0140-7007(99)00078-X.
- [101] H.L. Luo, Y.J. Dai, R.Z. Wang, J.Y. Wu, Y.X. Xu, J.M. Shen, Experimental investigation of a solar adsorption chiller used for grain depot cooling, *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 1218-1225. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.10.036.
- [102] G. Zhang, D.C. Wang, J.P. Zhang, Y.P. Han, W. Sun, Simulation of operating characteristics of the silica gel–water adsorption chiller powered by solar energy, *Solar Energy* 85 (2011) 1469-1478. doi: 10.1016/j.solener.2011.04.005.
- [103] W. Chekirou, R. Boussehain, M. Feidt, A. Karaali, N. Boukheit, Numerical results on operating parameters influence for a heat recovery adsorption machine, *Energy Procedia* 6 (2011) 202–216. doi: 10.1016/j.egypro.2011.05.024.

- [104] P.D. Kai Wang, P.E. Edward A. Vineyard, New opportunities for solar adsorption refrigeration, *ASHRAE Journal* (2011) 14-24. doi.
- [105] K. Habib, B. Choudhury, P.K. Chatterjee, B.B. Saha, Study on a solar heat driven dual-mode adsorption chiller, *Energy* 63 (2013) 133-141. doi: 10.1016/j.energy.2013.10.001.
- [106] J. Wang, L.W. Wang, W.L. Luo, R.Z. Wang, Experimental study of a two-stage adsorption freezing machine driven by low temperature heat source, *International Journal of Refrigeration* 36 (2013) 1029-1036. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.10.029.
- [107] K.M.A. kabir, K.C.A. Alam, M.M.A. Sarker, R.A. Rouf, B.B. Saha, Effect of Mass Recovery on the Performance of Solar Adsorption Cooling System, *Energy Procedia* 79 (2015) 67-72. doi: 10.1016/j.egypro.2015.11.479.
- [108] M. Pons, F. Poyelle, Adsorptive machines with advanced cycles for heat pumping or cooling applications, *International Journal of Refrigeration* 22 (1999) 27-37. doi: 10.1016/S0140-7007(97)00042-X.
- [109] B.B. Saha, S. Koyama, T. Kashiwagi, A. Akisawa, K.C. Ng, H.T. Chua, Waste heat driven dual-mode, multi-stage, multi-bed regenerative adsorption system, *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 749-757. doi: 10.1016/S0140-7007(03)00074-4.
- [110] S.-H. Cho, J.-N. Kim, Modeling of a silica gel/water adsorption-cooling system, *Energy* 17 (1992) 829-839. doi: 10.1016/0360-5442(92)90101-5.
- [111] S.V. Shelton, W.J. Wepfer, D.J. Miles, Square wave analysis of the solid-vapor adsorption heat pump, *Heat Recovery Systems and CHP* 9 (1989) 233-247. doi: 10.1016/0890-4332(89)90007-0.
- [112] S.V. Shelton, W.J. Wepfer, D.J. Miles, Ramp Wave Analysis of the Solid/Vapor Heat Pump, *Journal of Energy Resources Technology* 112 (1990) 69-78. doi: 10.1115/1.2905715.
- [113] R.Z. Wang, R.G. Oliveira, Adsorption refrigeration—An efficient way to make good use of waste heat and solar energy, *Progress in Energy and Combustion Science* 32 (2006) 424-458. doi: 10.1016/j.pecs.2006.01.002.

- [114] K. Sumathy, K.H. Yeung, L. Yong, Technology development in the solar adsorption refrigeration systems, *Progress in Energy and Combustion Science* 29 (2003) 301-327. doi: 10.1016/S0360-1285(03)00028-5.
- [115] R.E. Critoph, Forced convection adsorption cycles, *Applied Thermal Engineering* 18 (1998) 799-807. doi: 10.1016/S1359-4311(97)00110-5.
- [116] R.E. Critoph, Forced convection adsorption cycle with packed bed heat regeneration: Cycle à adsorption à convection forcée avec régénération thermique du lit fixe, *International Journal of Refrigeration* 22 (1999) 38-46. doi: 10.1016/S0140-7007(97)00036-4.
- [117] Z.S. Lu, R.Z. Wang, L.W. Wang, C.J. Chen, Performance analysis of an adsorption refrigerator using activated carbon in a compound adsorbent, *Carbon* 44 (2006) 747-752. doi: 10.1016/j.carbon.2005.09.016.
- [118] D.C. Wang, Z.Z. Xia, J.Y. Wu, R.Z. Wang, H. Zhai, W.D. Dou, Study of a novel silica gel–water adsorption chiller. Part I. Design and performance prediction, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1073-1083. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.03.001.
- [119] D.C. Wang, J.Y. Wu, Z.Z. Xia, H. Zhai, R.Z. Wang, W.D. Dou, Study of a novel silica gel–water adsorption chiller. Part II. Experimental study, *International Journal of Refrigeration* 28 (2005) 1084-1091. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.03.002.
- [120] F. Meunier, Theoretical performances of solid adsorbent cascading cycles using the zeolite-water and active carbon-methanol pairs: four case studies, *Journal of Heat Recovery Systems* 6 (1986) 491-498. doi: 10.1016/0198-7593(86)90042-1.
- [121] N. Douss, F. Meunier, Experimental study of cascading adsorption cycles, *Chemical Engineering Science* 44 (1989) 225-235. doi: 10.1016/0009-2509(89)85060-2.
- [122] X. Ji, M. Li, J. Fan, P. Zhang, B. Luo, L. Wang, Structure optimization and performance experiments of a solar-powered finned-tube adsorption refrigeration system, *Applied Energy* 113 (2014) 1293-1300. doi: 10.1016/j.apenergy.2013.08.088.

- [123] O.S. Headley, A.F. Kothdiwala, I.A. McDoom, Charcoal-methanol adsorption refrigerator powered by a compound parabolic concentrating solar collector, *Solar Energy* 53 (1994) 191-197. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X\(94\)90481-2](http://dx.doi.org/10.1016/0038-092X(94)90481-2).
- [124] K.C.A. Alam, B.B. Saha, A. Akisawa, Adsorption cooling driven by solar collector: A case study for Tokyo solar data, *Applied Thermal Engineering* 50 (2013) 1603-1609. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2011.09.028](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.09.028).
- [125] A. El Fadar, A. Mimet, M. Pérez-García, Study of an adsorption refrigeration system powered by parabolic trough collector and coupled with a heat pipe, *Renewable Energy* 34 (2009) 2271-2279. doi: [10.1016/j.renene.2009.03.009](https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.03.009).
- [126] A. El Fadar, A. Mimet, A. Azzabakh, M. Pérez-García, J. Castaing, Study of a new solar adsorption refrigerator powered by a parabolic trough collector, *Applied Thermal Engineering* 29 (2009) 1267-1270. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2008.06.012](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.06.012).
- [127] R.Z. Wang, J.Y. Wu, Y.X. Xu, W. Wang, Performance researches and improvements on heat regenerative adsorption refrigerator and heat pump, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 233-249. doi: [10.1016/S0196-8904\(99\)00189-2](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(99)00189-2).
- [128] R.E. Critoph, S.J. Metcalf, Specific cooling power intensification limits in ammonia-carbon adsorption refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 661-678. doi: [10.1016/j.applthermaleng.2003.11.004](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.11.004).
- [129] M. Louajari, A. Mimet, A. Ouammi, Study of the effect of finned tube adsorber on the performance of solar driven adsorption cooling machine using activated carbon-ammonia pair, *Applied Energy* 88 (2011) 690-698. doi: [10.1016/j.apenergy.2010.08.032](https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2010.08.032).
- [130] H. Niazmand, H. Talebian, M. Mahdavihah, Bed geometrical specifications effects on the performance of silica/water adsorption chillers, *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 2261-2274. doi: [10.1016/j.ijrefrig.2012.08.017](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.08.017).
- [131] L.Z. Zhang, Design and testing of an automobile waste heat adsorption cooling system, *Applied Thermal Engineering* 20 (2000) 103-114. doi: [10.1016/S1359-4311\(99\)00009-5](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00009-5).
- [132] A. Al Mers, A. Azzabakh, A. Mimet, H. El Kalkha, Optimal design study of cylindrical finned reactor for solar adsorption cooling machine working with activated

carbon–ammonia pair, *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 1866-1875. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.01.021.

[133] A. El Fadar, Thermal behavior and performance assessment of a solar adsorption cooling system with finned adsorber, *Energy* 83 (2015) 674-684. doi: 10.1016/j.energy.2015.02.074.

[134] Q. Wang, X. Gao, J.Y. Xu, A.S. Maiga, G.M. Chen, Experimental investigation on a fluidized-bed adsorber/desorber for the adsorption refrigeration system, *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 694-700. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.05.020.

[135] H.R. Ramji, S.L. Leo, M.O. Abdullah, Parametric study and simulation of a heat-driven adsorber for air conditioning system employing activated carbon–methanol working pair, *Applied Energy* 113 (2014) 324-333. doi: 10.1016/j.apenergy.2013.07.017.

[136] N.M. Khattab, A novel solar-powered adsorption refrigeration module, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 2747-2760. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.04.001.

[137] N.M. Khattab, Simulation and optimization of a novel solar-powered adsorption refrigeration module, *Solar Energy* 80 (2006) 823-833. doi: 10.1016/j.solener.2005.05.018.

[138] L.W. Wang, R.Z. Wang, J.Y. Wu, K. Wang, Compound adsorbent for adsorption ice maker on fishing boats, *International Journal of Refrigeration* 27 (2004) 401-408. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2003.11.010.

[139] L.W. Wang, R.Z. Wang, Z.S. Lu, C.J. Chen, K. Wang, J.Y. Wu, The performance of two adsorption ice making test units using activated carbon and a carbon composite as adsorbents, *Carbon* 44 (2006) 2671-2680. doi: 10.1016/j.carbon.2006.04.013.

[140] K. Daou, R.Z. Wang, Z.Z. Xia, G.Z. Yang, Experimental comparison of the sorption and refrigerating performances of a CaCl₂ impregnated composite adsorbent and those of the host silica gel, *International Journal of Refrigeration* 30 (2007) 68-75. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.05.003.

[141] L. Gordeeva, Y. Aristov, Dynamic study of methanol adsorption on activated carbon ACM-35.4 for enhancing the specific cooling power of adsorptive chillers, *Applied Energy* 117 (2014) 127-133. doi: 10.1016/j.apenergy.2013.11.073.

- [142] C.Y. Tso, C.Y.H. Chao, S.C. Fu, Performance analysis of a waste heat driven activated carbon based composite adsorbent – Water adsorption chiller using simulation model, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55 (2012) 7596-7610. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.07.064.
- [143] Z.S. Lu, R.Z. Wang, Study of the new composite adsorbent of salt LiCl/silica gel–methanol used in an innovative adsorption cooling machine driven by low temperature heat source, *Renewable Energy* 63 (2014) 445-451. doi: 10.1016/j.renene.2013.10.010.
- [144] L.X. Gong, R.Z. Wang, Z.Z. Xia, Z.S. Lu, Experimental study on an adsorption chiller employing lithium chloride in silica gel and methanol, *International Journal of Refrigeration* 35 (2012) 1950-1957. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.06.013.
- [145] M. Li, H.B. Huang, R.Z. Wang, L.L. Wang, W.M. Yang, W.D. Cai, Study on intermittent refrigeration phenomenon for solar solid adsorption refrigeration, *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 1614-1622. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.11.010.
- [146] A.P.F. Leite, M.B. Grilo, R.R.D. Andrade, F.A. Belo, F. Meunier, Experimental thermodynamic cycles and performance analysis of a solar-powered adsorptive icemaker in hot humid climate, *Renewable Energy* 32 (2007) 697-712. doi: 10.1016/j.renene.2006.03.002.
- [147] Y.Z. Lu, R.Z. Wang, S. Jianzhou, Y.X. Xu, J.Y. Wu, Practical experiments on an adsorption air conditioner powered by exhausted heat from a diesel locomotive, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 1051-1059. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2003.10.004.
- [148] B. Dawoud, A hybrid solar-assisted adsorption cooling unit for vaccine storage, *Renewable Energy* 32 (2007) 947-964. doi: 10.1016/j.renene.2006.02.018.
- [149] C.H. Li, R.Z. Wang, Y.Z. Lu, Investigation of a novel combined cycle of solar powered adsorption–ejection refrigeration system, *Renewable Energy* 26 (2002) 611-622. doi: 10.1016/S0960-1481(01)00108-2.
- [150] X.J. Zhang, R.Z. Wang, A new combined adsorption–ejector refrigeration and heating hybrid system powered by solar energy, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1245-1258. doi: 10.1016/S1359-4311(02)00043-1.

- [151] R.Z. Wang, M. Li, Y.X. Xu, J.Y. Wu, An energy efficient hybrid system of solar powered water heater and adsorption ice maker, *Solar Energy* 68 (2000) 189-195. doi: 10.1016/S0038-092X(99)00062-6.
- [152] R.Z. Wang, Y.X. Xu, J.Y. Wu, M. Li, H.B. Shou, Research on a combined adsorption heating and cooling system, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 603-617. doi: 10.1016/S1359-4311(01)00113-2.
- [153] M. Li, R.Z. Wang, H.L. Luo, L.L. Wang, H.B. Huang, Experiments of a solar flat plate hybrid system with heating and cooling, *Applied Thermal Engineering* 22 (2002) 1445-1454. doi: 10.1016/S1359-4311(02)00067-4.
- [154] R.E. Critoph, Simulation of a continuous multiple-bed regenerative adsorption cycle, *International Journal of Refrigeration* 24 (2001) 428-437. doi: 10.1016/S0140-7007(00)00026-8.
- [155] W.-D. Wu, H. Zhang, C.-l. Men, Performance of a modified zeolite 13X-water adsorptive cooling module powered by exhaust waste heat, *International Journal of Thermal Sciences* 50 (2011) 2042-2049. doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2011.05.005.
- [156] Z. Tamainot-Telto, R.E. Critoph, Advanced solid sorption air conditioning modules using monolithic carbon-ammonia pair, *Applied Thermal Engineering* 23 (2003) 659-674. doi: 10.1016/S1359-4311(02)00238-7.
- [157] R. Best, N. Ortega, Solar refrigeration and cooling, *Renewable Energy* 16 (1999) 685-690. doi: 10.1016/S0960-1481(98)00252-3.
- [158] Y. Teng, R.Z. Wang, J.Y. Wu, Study of the fundamentals of adsorption systems, *Applied Thermal Engineering* 17 (1997) 327-338. doi: 10.1016/S1359-4311(96)00039-7.
- [159] E.F. Passos, J.F. Escobedo, Simulation of an intermittent adsorptive solar cooling system, *Solar Energy* 42 (1989) 103-111. doi: 10.1016/0038-092X(89)90137-0.
- [160] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, Y. Zeraouli, Modeling of a thermal adsorber powered by solar energy for refrigeration applications, *Energy* 75 (2014) 589-596. doi: 10.1016/j.energy.2014.08.022.

- [161] W. Chekirou, A. Chikouche, N. Boukheit, A. Karaali, S. Phalippou, Dynamic modelling and simulation of the tubular adsorber of a solid adsorption machine powered by solar energy, *International Journal of Refrigeration* 39 (2014) 137-151. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.11.019.
- [162] W. Chekirou, N. Boukheit, A. Karaali, Performance improvement of adsorption solar cooling system, *International Journal of Hydrogen Energy* 41 (2016) 7169-7174. doi: 10.1016/j.ijhydene.2016.02.140.
- [163] J.J. Guilleminot, F. Meunier, J. Pakleza, Heat and mass transfer in a non-isothermal fixed bed solid adsorbent reactor: a uniform pressure-non-uniform temperature case, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 30 (1987) 1595-1606. doi: 10.1016/0017-9310(87)90304-8.
- [164] N. Douss, F. Meunier, Effect of operating temperatures on coefficient of performance of active carbon-methanol systems, *Heat Recovery Systems & CHP* 8 (1988) 383-392. doi: 10.1016/0890-4332(88)90042-7.
- [165] H. Jing, R.H.B. Exell, Simulation and sensitivity analysis of an intermittent solar-powered charcoal/methanol refrigerator, *Renewable Energy* 4 (1994) 133-149. doi: 10.1016/0960-1481(94)90076-0.
- [166] N.V. Ogueke, E.E. Anyanwu, Design improvements for a collector/generator/adsorber of a solid adsorption solar refrigerator, *Renewable Energy* 33 (2008) 2428-2440. doi: 10.1016/j.renene.2008.02.007.
- [167] A. Freni, G. Maggio, S. Vasta, G. Santori, F. Polonara, G. Restuccia, Optimization of a solar-powered adsorptive ice-maker by a mathematical method, *Solar Energy* 82 (2008) 965-976. doi: 10.1016/j.solener.2008.05.002.
- [168] Z. Tamainot-Telto, R.E. Critoph, Adsorption refrigerator using monolithic carbon-ammonia pair, *International Journal of Refrigeration* 20 (1997) 146-155. doi: 10.1016/S0140-7007(96)00053-9.
- [169] Y. Zhao, E. Hu, A. Blazewicz, Dynamic modelling of an activated carbon-methanol adsorption refrigeration tube with considerations of interfacial convection and transient pressure process, *Applied Energy* 95 (2012) 276-284. doi: 10.1016/j.apenergy.2012.02.050.

- [170] H.Z. Hassan, A.A. Mohamad, R. Bennacer, Simulation of an adsorption solar cooling system, *Energy* 36 (2011) 530-537. doi: 10.1016/j.energy.2010.10.011.
- [171] L.M. Sun, Y. Feng, M. Pons, Numerical investigation of adsorptive heat pump systems with thermal wave heat regeneration under uniform-pressure conditions, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 40 (1997) 281-293. doi: 10.1016/0017-9310(96)00113-5.
- [172] N.A.A. Qasem, M.A.I. El-Shaarawi, Improving ice productivity and performance for an activated carbon/methanol solar adsorption ice-maker, *Solar Energy* 98 (2013) 523-542. doi: 10.1016/j.solener.2013.10.018.
- [173] M.A. Hadj Ammar, B. Benhaoua, M. Balghouthi, Simulation of tubular adsorber for adsorption refrigeration system powered by solar energy in sub-Sahara region of Algeria, *Energy Conversion and Management* 106 (2015) 31-40. doi: 10.1016/j.enconman.2015.09.013.
- [174] N.A.A. Qasem, M.A.I. El-Shaarawi, Thermal analysis and modeling study of an activated carbon solar adsorption icemaker: Dhahran case study, *Energy Conversion and Management* 100 (2015) 310-323. doi: 10.1016/j.enconman.2015.04.054.
- [175] K. Sumathy, L. Zhongfu, Experiments with solar-powered adsorption ice-maker, *Renewable Energy* 16 (1999) 704-707. doi: 10.1016/S0960-1481(98)00256-0.
- [176] N.H. Abu Hamdeh, M.t.A. Al-Muhtaseb, Optimization of solar adsorption refrigeration system using experimental and statistical techniques, *Energy Conversion and Management* 51 (2010) 1610-1615. doi: 10.1016/j.enconman.2009.11.048.
- [177] M. Berdja, B. Abbad, F. Yahi, F. Bouzefour, M. Ouali, Design and Realization of a Solar Adsorption Refrigeration Machine Powered by Solar Energy, *Energy Procedia* 48 (2014) 1226-1235. doi: 10.1016/j.egypro.2014.02.139.
- [178] İ. Solmuş, C. Yamalı, C. Yıldırım, K. Bilen, Transient behavior of a cylindrical adsorbent bed during the adsorption process, *Applied Energy* 142 (2015) 115-124. doi: 10.1016/j.apenergy.2014.12.080.

- [179] F. Mhiri, S. El Golli, Etude d'un réfrigérateur solaire à adsorption solide avec le couple charbon actif-méthanol, *Revue Générale de Thermique* 35 (1996) 269-277. doi: 10.1016/S0035-3159(96)80019-5.
- [180] F. Aghbalou, A. Mimet, F. Badia, J. Illa, A. El Bouardi, J. Bougard, Heat and mass transfer during adsorption of ammonia in a cylindrical adsorbent bed: thermal performance study of a combined parabolic solar collector, water heat pipe and adsorber generator assembly, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 2537-2555. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.04.009.
- [181] K.M. Bataineh, S. Alrifai, Recent trends in solar thermal sorption cooling system technology, *Advances in Mechanical Engineering* 7 (2015) 1687814015586120. doi: 10.1177/1687814015586120.
- [182] S.A. Klein, Calculation of flat-plate collector loss coefficients, *Solar Energy* 17 (1975) 79-80. doi: 10.1016/0038-092X(75)90020-1.
- [183] J.A. Duffie, W.A. Beckman, *Solar engineering of thermal processes*, Wiley Fourth Edition (2013). doi.
- [184] E.E. Anyanwu, U.U. Oteh, N.V. Ogueke, Simulation of a solid adsorption solar refrigerator using activated carbon/methanol adsorbent/refrigerant pair, *Energy Conversion and Management* 42 (2001) 899-915. doi: 10.1016/S0196-8904(00)00091-1.
- [185] G. Hermosilla-Lara, Stockage de l'hydrogène par adsorption sur charbon actif : Etude des effets thermiques lors de la charge dynamique d'un réservoir à lit fixe adsorbant, *Ecole Doctorale Mécanique et Energétique, Université Joseph Fourier – Grenoble 1*, 2007.
- [186] J. Zhequan, T. Bo, W. Liwei, W. Ruzhu, Comparison on thermal conductivity and permeability of granular and consolidated activated carbon for refrigeration, *Chinese Journal of Chemical Engineering* 21 (2013) 676-682. doi: 10.1016/S1004-9541(13)60525-X.
- [187] A. Oubiri, Simulation numérique du refroidissement de l'absorbeur d'un réfrigérateur solaire à adsorption par convection, *Faculté des Sciences et de la Technologie-Département de Génie Mécanique, Vol. Magister, Université Mohamed Khider Biskra*, 2012.

- [188] Z. Tegger, Contribution à l'étude de la régénération du charbon granulaire activé par désorption par CO₂ supercritique, Département de génie de Procédés-Faculté des sciences et sciences de l'ingénieur Université Hassiba Benbouali. Chlef, 2007.
- [189] M. Pons, P. Grenier, A phenomenological adsorption equilibrium law extracted from experimental and theoretical considerations applied to the activated carbon + methanol pair, *Carbon* 24 (1986) 615-625. doi: 10.1016/0008-6223(86)90151-X.
- [190] A. Bejan, A.D. Kraus, *Heat transfer handbook*, John Wiley & Sons, 2003.
- [191] F. Lemmini, A. Errougani, Experimentation of a solar adsorption refrigerator in Morocco, *Renewable Energy* 32 (2007) 2629-2641. doi: 10.1016/j.renene.2007.01.004.
- [192] R.D. Goodwin, Methanol thermodynamic properties from 176 to 673 K at pressures to 700 bar, *Journal of Physical Chemistry* 16 (1987) 799-892. doi: 10.1063/1.555786.
- [193] R.A. Rouf, K.C.A. Alam, M.A.H. Khan, Effect of Operating Conditions on the Performance of Adsorption Solar Cooling Run by Solar Collectors, *Procedia Engineering* 56 (2013) 607-612. doi: 10.1016/j.proeng.2013.03.166.
- [194] N. Cherrad, A. Benchabane, L. Sedira, A. Rouag, Effect of heating time of adsorber-collector on the performance of a solar adsorption refrigerator, *International Journal of Mechanical and Materials Engineering* 12 (2017). doi: 10.1186/s40712-017-0077-3.
- [195] X.H. Li, X.H. Hou, X. Zhang, Z.X. Yuan, A review on development of adsorption cooling—Novel beds and advanced cycles, *Energy Conversion and Management* 94 (2015) 221-232. doi: 10.1016/j.enconman.2015.01.076.
- [196] Y. Liu, K.C. Leong, The effect of operating conditions on the performance of zeolite/water adsorption cooling systems, *Applied Thermal Engineering* 25 (2005) 1403-1418. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2004.09.013.
- [197] A.N.N. O.C. Iloeje, and S.O. Enibe, Computer simulation of a CaCl₂ solid-adsorption solar refrigerator, *Energy* 20 (1995) 1141-1151. doi: [http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442\(95\)00050-Q](http://dx.doi.org/10.1016/0360-5442(95)00050-Q).
- [198] A. Allouhi, T. Kousksou, A. Jamil, Y. Agrouaz, T. Bouhal, R. Saidur, A. Benbassou, Performance evaluation of solar adsorption cooling systems for vaccine

preservation in Sub-Saharan Africa, *Applied Energy* 170 (2016) 232-241. doi: 10.1016/j.apenergy.2016.02.123.

[199] A. Boubakri, M. Arsalane, B. Yous, L. Ali-Moussa, M. Pons, F. Meunier, J.J. Guilleminot, Experimental study of adsorptive solar powered ice makers in Agadir (Morocco)—2. Influences of meteorological parameters, *Renewable Energy* 2 (1992) 15-21. doi: 10.1016/0960-1481(92)90055-8.

[200] F. Buchter, P. Dind, M. Pons, An experimental solar-powered adsorptive refrigerator tested in Burkina-Faso, *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 79-86. doi: 10.1016/S0140-7007(02)00018-X.

[201] N. Cherrad, A. Benchabane, L. Sedira, A. Rouag, Transient numerical model for predicting operating temperatures of solar adsorption refrigeration cycle, *Applied Thermal Engineering* 130 (2018) 1163-1174. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.059.

[202] A. Rouag, A. Benchabane, A. Labed, N. Boultif, Thermal design of air cooled condenser of a solar adsorption refrigerator, *Journal of Applied Engineering Science & Technology* 2 (2016) 23-29. doi.

[203] A. Rouag, A. Benchabane, A. Labed, K. Belhadj, N. Boultif, Applicability of a Solar Adsorption Cooling Machine in Semiarid Regions: Proposal of Supplementary Cooler Using Earth-Water Heat Exchanger, *International Journal of Heat and Technology* 34 (2016) 281-286. doi: 10.18280/ijht.340218.

[204] N. Cherrad, A. Benchabane, Interactive process to control the evaporating temperature of refrigerant for solar adsorption cooling machine with new correlation, *International Journal on Interactive Design and Manufacturing* (2017) 1-7. doi: 10.1007/s12008-017-0398-8.

ANNEXE

LISTE DES PUBLICATIONS
SCIENTIFIQUES

Liste des publications scientifiques

- Cherrad Nouredine et al. "Effect of heating time of adsorber-collector on the performance of a solar adsorption refrigerator", International Journal of Mechanical and Materials Engineering 12.1 (2017): 7. doi: 10.1186/s40712-017-0077-3.
 - Cherrad N. and Benchabane A. "Interactive process to control the evaporating temperature of refrigerant for solar adsorption cooling machine with new correlation", International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM) (2017): 1-7. doi: 10.1007/s12008-017-0398-8.
 - Cherrad Nouredine et al. "Transient numerical model for predicting operating temperatures of solar adsorption refrigeration cycle", Applied Thermal Engineering 130 (2018): 1163-1174. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.11.059.
-